

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Escuela Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE CARRERA

**DISEÑO OPTIMIZADO DE ELEMENTOS
ESTRUCTURALES PARA ABSORCIÓN
DE ENERGÍA EN CHOQUES.
VIGA BIAPOYADA SOMETIDA A
FLEXIÓN**



Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Álvaro Elvira Sánchez

Tutor: Ramón Zaera Polo

Leganés, Junio de 2015.

En memoria de mi abuelo, Ángel Sánchez Martín

AGRADECIMIENTOS

Todo este camino no hubiese sido posible sin la ayuda de mi familia. Por ello este obligado agradecimiento a mis padres por su estimada y desinteresada colaboración y esfuerzo durante toda la carrera. Gracias a ellos por darme la oportunidad de vivir estos grandes momentos. Agradecer la ayuda de mi hermana que siempre ha estado ahí para lo que he necesitado. A toda mi familia en general, a los que están y a los que por desgracia nos han dejado, por todo ese apoyo recibido año tras año.

Agradecer a todos los amigos que he conocido en este camino, con especial mención a un buen compañero de faena y un amigo aún mejor, Iker, sin sus respuestas a cada duda y su dedicación en cada práctica o trabajo quizás no habría llegado a donde estoy, y a Carlos, no solo un gran compañero de piso sino un gran amigo.

Pero también es necesario agradecer a los amigos que siempre han estado ahí, a pesar de la distancia. A esos que me llevan aguantando toda la vida y lo que les queda. Sin ellos no sería posible llegar a ser ese mecánico de la esquina que siempre han dicho que sería.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo el estudio y optimización frente a impacto de elementos estructurales para absorción de energía. Para ello se simula mediante el software *Abaqus* una viga biapoyada sometida a carga de flexión dinámica.

Este tipo de estructuras se utilizan como sistemas de seguridad pasivos en medios de transporte, para reducir la peligrosidad del accidente. Trabajan absorbiendo la energía cinética derivada del choque mediante deformación. Dicha deformación se debe dar de forma controlada.

Se han determinado las características que presenta el proceso de colisión, así como las propiedades que debe poseer el material del que se fabrican este tipo de estructuras. Mediante el método de los elementos finitos se han establecido las ecuaciones con las que se resuelve el choque.

El proceso de optimización se divide en seis tipos de secciones: cuadrada, rectangular, triangular, circular, doble T y sándwich. Se mejoran todas ellas para que sean válidas como elementos estructurales para absorción de energía de forma segura. Para que trabajen de forma segura es necesario que los valores del desplazamiento vertical sean bajos. Las reacciones en los apoyos también se deben mantener en valores bajos y constantes.

ABSTRACT

The aim of the project is to study and optimize structural elements under impact for energy absorption. For this purpose, it's simulated by the software *Abaqus* one beam on two supports subjected to dynamic bending load.

Such structures are used as passive safety systems in vehicles to reduce the accident hazard. They work by absorbing the kinetic energy from the crash by plastic deformation. This deformation must be given in a controlled manner.

It has been determined the characteristics presented by the collision process and the properties must possess the material from which these structures are manufactured. Using the finite element method, the equations have been established with the impact is resolved.

The optimization process is divided into six types of sections: square, rectangular, triangular, circular, double T and sandwich. All are improved to be valid as structural elements for energy absorption safely. To work safely is necessary that the vertical displacement values remain low. The support reactions should also be kept at a low and constant values.

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN.....	2
1.2 OBJETIVOS.....	6
1.3 CONTENIDO DEL PROYECTO.....	7

CAPÍTULO II. ANTECEDENTES

2.1 ABSORCIÓN DE ENERGÍA EN IMPACTOS.....	9
2.1.1 Caracterización de los problemas de impacto.....	10
2.1.2 Estudio del proceso de colisión.....	11
2.1.2.1 Colisión primaria.....	12
2.1.2.2 Colisión secundaria.....	15
2.1.3 Aspectos estructurales.....	18
2.1.3.1 Tensión del choque.....	18
2.1.3.2 Energía absorbida.....	18
2.1.3.3 Inestabilidad.....	19
2.2 APLICACIONES DEL ESTUDIO FRENTE A IMPACTOS EN LA INDUSTRIA.....	20
2.2.1 Automóviles.....	21
2.2.2 Trenes.....	23
2.2.3 Aviones.....	26
2.2.4 Barcos.....	28
2.2.5 Otras aplicaciones.....	29
2.3 ELECCIÓN DEL MATERIAL DE ABSORCIÓN DE ENERGÍA.....	31
2.3.1 Características generales.....	31
2.3.2 Introducción al uso del aluminio.....	32
2.3.3 Aluminio 1100-H12.....	34

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA

3.1 MÉTODO ELEMENTOS FINITOS.....	37
3.1.1 Método explícito.....	39
3.2 ECUACIÓN CONSTITUTIVA. MODELO DE JOHNSON-COOK.....	39
3.2.1 Criterio de daño dinámico de Johnson-Cook.....	41

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 CONFIGURACIÓN DEL ENSAYO.....	43
4.1.1 Características geométricas.....	43
4.1.2 Propiedades del objeto que impacta.....	44
4.1.3 Convergencia de la malla.....	46
4.2 RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES.....	49
4.2.1 Sección cuadrada.....	49
4.2.2 Sección rectangular.....	52
4.2.3 Sección triangular.....	55
4.2.4 Sección circular.....	59
4.2.5 Sección doble T.....	63
4.2.6 Secciones sándwich.....	66
4.2.7 Elección de la estructura final.....	71

CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5.1 CONCLUSIONES.....	78
5.2 TRABAJOS FUTUROS.....	79

CAPÍTULO VI. REFERENCIAS

REFERENCIAS.....	82
------------------	----

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

FIGURA 1.1	LÍNEAS DE DISIPACIÓN DE ENERGÍA TRAS UNA COLISIÓN EN AUTOMÓVILES.....	2
FIGURA 1.2	ESTRUCTURA ABSORCIÓN ENERGÍA CABINA DE TREN.....	3
FIGURA 1.3	EJEMPLOS BARRA A FLEXIÓN EN: A) AUTOMÓVIL B) FUSELAJE AVIÓN.....	3
FIGURA 1.4	HISTÓRICO DEL NÚMERO DE FALLECIMIENTOS POR ACCIDENTE AUTOMOVILÍSTICO.....	5
FIGURA 1.5	VIGA BIAPOYADA SOMETIDA A ESFUERZOS DE FLEXIÓN SIMPLE.....	6

CAPÍTULO II. ANTECEDENTES

FIGURA 2.1	PROCESO DE BUCKLING EN DEFORMACIÓN AXIAL.	11
FIGURA 2.2	DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN.	11
FIGURA 2.3	PERFILES DE VELOCIDAD DE OCUPANTES SIN SUJECCIÓN RESPECTO A LA VELOCIDAD DEL VEHÍCULO.	16
FIGURA 2.4	DISMINUCIÓN RIESGO DE LESIONES POR COLISIÓN.	17
FIGURA 2.5	CURVA DE TOLERANCIA WAYNE PARA LA CABEZA.	17
FIGURA 2.6	CURVA TENSIÓN-DEFORMACIÓN	19
FIGURA 2.7	A) CURVA CON INESTABILIDAD B) INESTABILIDAD POR FLEXIÓN	20
FIGURA 2.8	INESTABILIDAD PRODUCIDA POR TALADRO.	20
FIGURA 2.9	ESTADÍSTICAS DE SINIESTROS POR TIPO DE COLISIÓN.	21
FIGURA 2.10	ENSAYO IMPACTO FRONTAL EURONCAP.	22
FIGURA 2.11	ENSAYO IMPACTO LATERAL CONTRA OTRO VEHÍCULO EURONCAP.	22
FIGURA 2.12	ENSAYO IMPACTO TRASERO EURONCAP.	23
FIGURA 2.13	ENSAYO VUELCO EN RAMPA EURONCAP	23
FIGURA 2.14	EXTREMO FRONTAL TREN.	24
FIGURA 2.15	FUERZAS VERTICALES ENTRE VAGONES POR LA ACCIÓN DEL CHOQUE.	25
FIGURA 2.16	ANTI-CLIMBING FRONTAL.	25
FIGURA 2.17	GRÁFICA DEFORMACIÓN- FUERZAS DE COLISIÓN EN TRENES.	25
FIGURA 2.18	MODELO FUSELAJE CAÍDA VERTICAL.	26
FIGURA 2.19	MODELO FUSELAJE DESLIZAMIENTO HORIZONTAL CON DETALLE DE VIGAS QUE LO COMPONEN.	27
FIGURA 2.20	FUSELAJE DEL SUELO DE UN HELICÓPTERO/AVIÓN LIGERO.	27
FIGURA 2.21	ESTRUCTURA SEGURIDAD DEL CASCO EN BARCOS.	28
FIGURA 2.22	ESTRUCTURA FOPS.	29
FIGURA 2.23	ESTRUCTURA ROPS.	30
FIGURA 2.24	PROTECCIÓN FRENTE A LATIGAZOS EN TUBERÍAS.	30
FIGURA 2.25	COLISIÓN DE COCHE CONTRA MUELLE: (A) DECELERACIÓN POR LA COMPRESIÓN; (B) RE-ACELERACIÓN POR LA RECUPERACIÓN DEL MUELLE.	31
FIGURA 2.26	EMISIONES CO ₂ DEL ACERO, MAGNESIO Y ALUMINIO	33
FIGURA 2.27	CRECIMIENTO ININTERRUMPIDO DEL ALUMINIO DURANTE 40 AÑOS.	34

CAPÍTULO III. METODOLOGÍA

FIGURA 3.1	DISCRETIZACIÓN DE UN SISTEMA CONTINUO.....	37
------------	--	----

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y ANÁLISIS

FIGURA 4.1	ACOTACIONES DEL ENSAYO	44
FIGURA 4.2	INESTABILIDAD POR DESLIZAMIENTO EXCESIVO DE LA VIGA SOBRE EL APOYO.....	45
FIGURA 4.3	GRÁFICA FLECHA MÁXIMA EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE CELDA	47
FIGURA 4.4	GRÁFICA DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS PARA DIFERENTES TAMAÑOS DE CELDA	48
FIGURA 4.5	GRÁFICA REACCIONES EN LOS APOYOS PARA TAMAÑOS DE CELDA FINALES	48
FIGURA 4.6	FLECHA MÁXIMA DE LA VIGA	49
FIGURA 4.7	VARIACIÓN DEL ESPESOR EN SECCIÓN CUADRADA	50
FIGURA 4.8	DIFERENTES MODELOS DE SECCIÓN CUADRADA: A) TRIANGULADO B) EN CRUZ C) 1 BARRA D) 2 BARRAS E) 3 BARRAS.....	50

FIGURA 4.9	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DEL CUADRADO NORMAL, TRIANGULADO Y CON CRUZ.	51
FIGURA 4.10	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DEL CUADRADO NORMAL, CON 1, 2 Y 3 BARRAS.	51
FIGURA 4.11	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES CUADRADO CON CRUZ, NORMAL Y 3 BARRAS.....	52
FIGURA 4.12	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES RECTÁNGULO ALTURA 5 Y 7 CENTÍMETROS	53
FIGURA 4.13	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DEL RECTÁNGULO NORMAL Y TRIANGULADO	53
FIGURA 4.14	COMPARACIÓN REACCIONES RECTÁNGULO TRIANGULADO CON Y SIN PLACA SUPERIOR.....	54
FIGURA 4.15	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DE RECTÁNGULO CON PLACAS EN X, CRUZ Y X+CRUZ.....	55
FIGURA 4.16	ACOTACIÓN GEOMETRÍA RECTÁNGULO TRIANGULADO MÁS CRUZ SIN PLACA SUPERIOR	55
FIGURA 4.17	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES TRIÁNGULOS DE ALTURA 5, 6 Y 7 CENTÍMETROS	56
FIGURA 4.18	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DE TRIÁNGULOS DE ANCHURA 4, 5 Y 6 CENTÍMETROS	57
FIGURA 4.19	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES TRIÁNGULO CON Y SIN AGUJEROS.....	57
FIGURA 4.20	A) HEXÁGONO REGULAR TRIANGULADO B) OCTÓGONO REGULAR TRIANGULADO	58
FIGURA 4.21	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DEL TRIÁNGULO, HEXÁGONO Y OCTÓGONO	58
FIGURA 4.22	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DE VIGA CILÍNDRICA DE DIÁMETRO 4 Y 5 CENTÍMETROS	59
FIGURA 4.23	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES VIGA CILÍNDRICA CON Y SIN PLACA INFERIOR.....	60
FIGURA 4.24	CILINDROS CON PLACAS INTERIORES: A) EN CRUZ B) TRIANGULADO [MM]	60
FIGURA 4.25	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DE CILINDRO SIN NADA, CON CRUZ Y TRIANGULADO	61
FIGURA 4.26	PROCESO DE DEFORMACIÓN TUBOS CONCÉNTRICOS	62
FIGURA 4.27	PROCESO DE DEFORMACIÓN VIGA 4 TUBOS.....	62
FIGURA 4.28	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DE SECCIÓN DOBLE T CON 1, 2, 3 Y 5 ALMAS	63
FIGURA 4.29	TORSIÓN DEL BORDE SUPERIOR DE LA VIGA DOBLE T	63
FIGURA 4.30	COMPARACIÓN DE REACCIONES DE LA VIGA DOBLE T DE DOBLE ALMA PARA DIFERENTES ESPESORES	64
FIGURA 4.31	COMPARACIÓN DE LAS REACCIONES DOBLE T DOBLE ALMA CON Y SIN AGUJEROS	65
FIGURA 4.32	ACOTACIÓN GEOMETRÍA DOBLE T CON DOBLE ALMA JUNTO CON DETALLE DE LOS AGUJEROS	65
FIGURA 4.33	COMPORTAMIENTO DURANTE EL ENSAYO DE LA ESTRUCTURA DE PLACA NERVADA	66
FIGURA 4.34	ESTRUCTURA DE PANAL DE ABEJA DISEÑADA EN ABAQUS.....	67
FIGURA 4.35	COMPORTAMIENTO DE LAS REACCIONES PANAL DE ABEJA VERTICAL Y HORIZONTAL	68
FIGURA 4.36	DETALLE ACOTADO PLACAS SUPERIORES CRUZADAS	68
FIGURA 4.37	DETALLE ACOTADO DEL LATERAL DE LAS PLACAS CRUZADAS	69
FIGURA 4.38	GEOMETRÍA ESTRUCTURA PLACAS CRUZADAS DISEÑADA CON ABAQUS	69
FIGURA 4.39	COMPORTAMIENTO REACCIONES DE PLACAS CRUZADAS VARIANDO ESPESOR	70
FIGURA 4.40	COMPORTAMIENTO DE LAS REACCIONES EN LAS ESTRUCTURAS DE PLACAS CRUZADAS Y PANAL DE ABEJA..	71
FIGURA 4.41	COMPORTAMIENTO REACCIONES SEIS ESTRUCTURAS FINALES	72
FIGURA 4.42	GRÁFICA COMPARACIÓN DECELERACIÓN DEL PERCUTOR DURANTE EL ENSAYO.....	73
FIGURA 4.43	COMPORTAMIENTO REACCIONES CUATRO MODELOS FINALES	73
FIGURA 4.44	DESPLAZAMIENTO VIGA CIRCULAR TRIANGULADA.....	74
FIGURA 4.45	COMPORTAMIENTO REACCIONES RECTÁNGULO X+CRUZ Y OCTÓGONO TRIANGULADO.....	74
FIGURA 4.46	DEFORMACIÓN VIGA RECTANGULAR CON PLACAS EN X Y CRUZ EN SU INTERIOR	75
FIGURA 4.47	MALLADO MODELO RECTANGULAR CON PLACAS EN X Y CRUZ EN SU INTERIOR.....	75

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO II. ANTECEDENTES

TABLA 2.1	COMPOSICIÓN QUÍMICA ALUMINIO 1100 EN PORCENTAJES	35
TABLA 2.2	PROPIEDADES ALUMINIO 1100-H12	35

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y ANÁLISIS

TABLA 4.1	PRUEBAS FINALES PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL VALOR DE LA MASA DEL IMPACTADOR.....	45
TABLA 4.2	DESPLAZAMIENTO EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE CELDA.....	47
TABLA 4.3	FLECHA MÁXIMA DE CADA ESTRUCTURA.....	72

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación

La industria del transporte está inmersa en cambios en los que se busca aumentar el espacio recorrido y disminuir el tiempo que se tarda en ello, con el incremento del riesgo que esto conlleva de sucederse una colisión. Por esta razón, continuamente se atribuye una mayor importancia al diseño y evaluación de la seguridad frente a impactos. Los elementos encargados de proteger a los ocupantes de cualquier medio de transporte tras un accidente trabajan mediante la absorción de energía. La principal función de los elementos estructurales de todos los vehículos es disipar la energía cinética resultante de su propio movimiento, transformándola durante el impacto en energía utilizada para deformar la estructura de forma óptima y controlada. Esta disipación provoca una menor desaceleración para el cuerpo humano, lo que aumenta las posibilidades de supervivencia. Estos mecanismos no solo se aplican en el ámbito del transporte sino que también se usan, por ejemplo, en reactores nucleares, tanques de petróleo o en barreras de seguridad para carreteras. Es decir, también se utiliza la deformación programada para estructuras que pueden estar sometidas a una fuerte explosión y no solo a impactos [1].

En el caso de los vehículos, la deformación tiene que darse de manera controlada, puesto que los elementos estructurales no pueden traspasar el habitáculo de seguridad donde se encuentran los ocupantes. Por lo que además de ser una deformación controlada también debe ser dirigida a través de la estructura para absorber el golpe. Un ejemplo de la forma en la que se dirige la energía producida por una colisión en un automóvil se puede ver en la Figura 1.1.

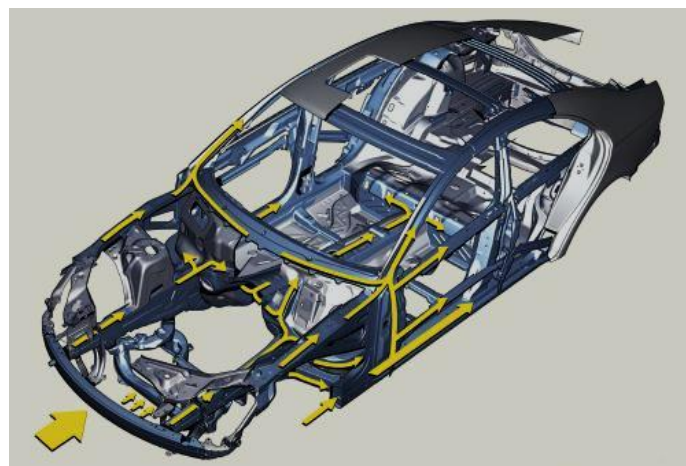


Figura 1.1 Líneas de disipación de energía tras una colisión en automóviles. [2]

Por tanto, la estructura de un medio de transporte debe disponer de una parte lo suficientemente rígida para que los pasajeros no sufran daño así como de una zona capaz de absorber, mediante deformación, toda la energía producida por la colisión. Se trata de estructuras complejas en las que actúan barras sometidas a compresión así como barras sometidas a flexión, tal y como se muestra en la Figura 1.2, que corresponde a la estructura frontal de absorción de energía situada en la cabina del tren. Por esta misma razón se hace

necesaria la simplificación del problema para su estudio diferenciando entre la carga que actúa en cada barra así como el anclaje que cada barra posee. En el presente proyecto se estudiará el caso de una viga biapoyada sometida a flexión. Este tipo de vigas usualmente se encuentran situadas en los laterales del vehículo, pero también están presentes en el frontal, como es el caso de los automóviles o trenes, o en las alas de los aviones para proteger el borde de ataque o la cabina de los pilotos. En este caso en concreto, la estructura se diseña especialmente para soportar las colisiones de pájaros, pues es un suceso muy común en las inmediaciones de los aeropuertos [3]. Ejemplos de ubicación de este tipo de barra sometida a esfuerzo de flexión se pueden ver en la Figura 1.3.



Figura 1.2 Estructura absorción energía cabina de tren [4]

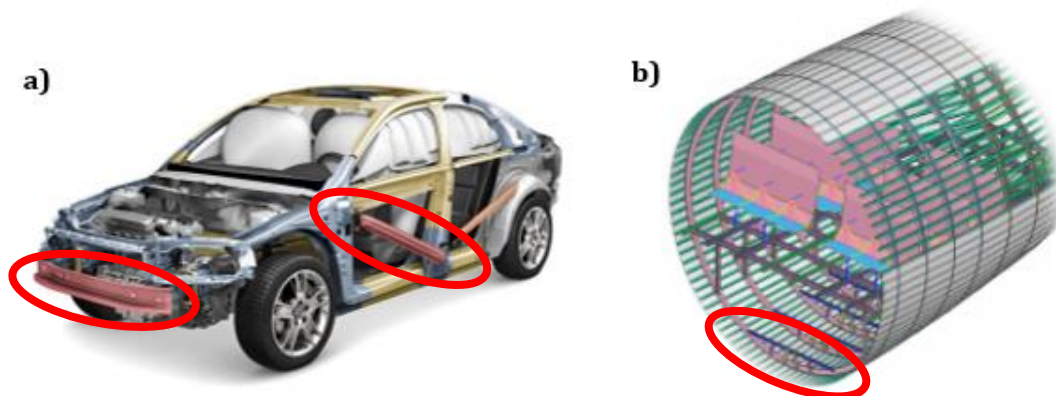


Figura 1.3 Ejemplos barra a flexión en: a) automóvil [25] b) fuselaje avión [32]

Gracias a estos elementos se consigue una disminución de la velocidad del impacto. Pero esta desaceleración no se puede producir de manera brusca ya que el cuerpo humano no lo soportaría, por lo que es necesario asegurarse que los pasajeros puedan tolerar la magnitud del impacto y diseñar la estructura para tal efecto. Dependiendo del tipo de colisión, los pasajeros sufrirán distintos tipos de lesiones. En los choques frontales la deceleración es tan brusca que el cuerpo tiende a desplazarse de dos formas: hacia arriba o hacia abajo; siendo ambos casos críticos. En el desplazamiento hacia arriba, el cráneo

impacta contra el parabrisas y la columna cervical absorbe la energía que no ha sido capaz de absorber la estructura del vehículo. En el caso de desplazamientos hacia abajo, las partes que sufren son las rodillas y la cadera puesto que son las piernas las que absorben toda la energía generada por la colisión [5]. Pero es el impacto lateral el que constituye un desafío mucho mayor que la colisión frontal por las dimensiones de sus daños a la misma velocidad y la dificultad de disminuir la energía producida por la colisión. En este tipo de golpes, los sistemas de retención habituales de cualquier vehículo, como pueden ser los cinturones o el airbag, no influyen de manera significativa en la disminución de la gravedad de los daños. El hecho de que la distancia entre el punto de impacto y el pasajero sea reducida hace que las consecuencias sean mayores. Las lesiones más frecuentes son: fracturas costales, fracturas de pelvis o lesiones craneoencefálicas [6].

El aumento en la investigación de este tipo de estructuras de seguridad debe ser proporcional al aumento que está sufriendo la industria de los medios de transporte en el mundo. En España cabe destacar el importante aumento en la red ferroviaria, situándose como el segundo país con mayor número de trenes de alta velocidad operando cada día, con más de 300 trenes, según los datos aportados por la empresa Adif alta velocidad [7]. Datos a los que hay que añadir el número de personas que se desplazan en ellos, puesto que en el año 2014 se registraron más de 100.000 viajeros a diario en las redes ferroviarias de España, convirtiéndose en la primera opción por parte de los pasajeros para viajes de larga distancia por delante del avión. Aun así, el avión posee más de 20 millones de pasajeros cada año según datos del Instituto Nacional de Estadística [8].

Razones para buscar unos medios de transporte aún más seguros es conocer el número de víctimas que año tras año se cobran los miles de accidentes que existen en el mundo. Siguiendo con datos de España, en el mes de enero de 2015 se produjeron un total de 79 accidentes automovilísticos en los cuales murieron 87 pasajeros, 27 fallecimientos más que ese mismo mes de 2014 [9]. A pesar de ello, el registro histórico de la figura 1.4 muestra una importante disminución en el número de fallecidos por accidentes de tráfico en España desde 1960 hasta 2013, datos que tienen mucho que ver con el aumento en la investigación e implantación de reglas para los sistemas de seguridad. Pero no solo de coches está compuesta la industria del transporte. El transporte más seguro por excelencia es el avión, registrándose un accidente grave de aviación por cada 2,4 millones de vuelos. Cabe destacar que en caso de que ocurra un accidente grave aeronáutico las probabilidades de supervivencia son muy reducidas debido a la importante deceleración que el avión sufre y el cuerpo humano no es capaz de resistir. Por otro lado, en el ámbito ferroviario es importante comentar el siniestro más grave ocurrido hasta la fecha en España, se trata del descarrilamiento del tren que une Madrid con Galicia, ocurrido en la localidad de Santiago de Compostela en 2013 que se saldó con 79 víctimas mortales y más de un centenar de heridos. Dicho accidente surgió de un fallo en los sistemas de seguridad y señalización de las vías.

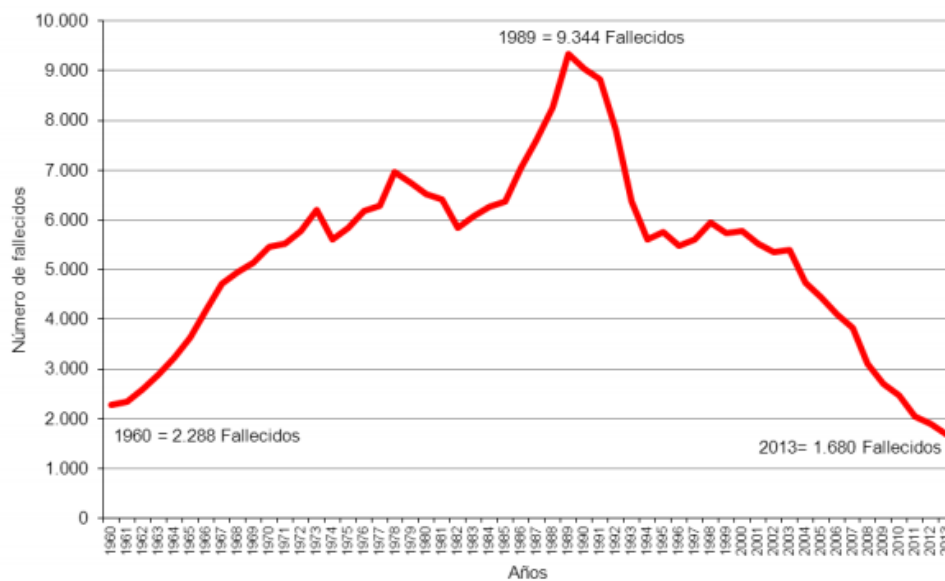


Figura 1.4 Histórico del número de fallecimientos por accidente automovilístico [10]

Gracias a todos estos datos se puede comprender la magnitud de víctimas que se pueden salvar con un buen uso y optimización de los sistemas de seguridad. Por lo que se hace necesaria una continua investigación de los mismos, que tenga como objetivo la disminución de todos estos índices de mortalidad así como la posibilidad de asegurar la supervivencia en caso de colisión. Uno de los primeros pasos es a través de una óptima absorción de la energía de impacto así como de una deformación que ocurra de manera controlada lejos de provocar daños en los pasajeros.

1.2 Objetivos

Partiendo de la simplificación de una estructura compleja de absorción de energía, se estudiará el caso de una viga biapoyada sometida a una carga P situada en el medio que generará unos esfuerzos de flexión simples, es decir, la configuración mostrada en la Figura 1.5.

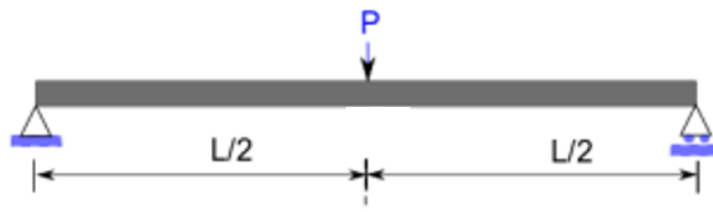


Figura 1.5 Viga biapoyada sometida a esfuerzos de flexión simple.

El objetivo final del presente proyecto será la optimización del elemento estructural de la Figura 1.5. Para ello será necesario analizar y desarrollar un modelo que asegure la máxima absorción de energía tras el impacto de un cilindro infinitamente rígido mediante la implementación del ensayo a través del código de elementos finitos proporcionado por el software Abaqus. Como objetivos parciales se busca el desarrollo del modelo y el análisis de los resultados, como puede ser buscar la mínima deformación posible de la viga así como minimizar las reacciones producidas en los apoyos. Para alcanzar dichos objetivos se parten de unas condiciones fijadas previamente como son:

- El material a utilizar en el modelo de ensayo será aluminio 1100-H12 cuyas propiedades para este tipo de ensayo han sido estudiadas por G. Tiwari *et al* [11]. Este material seguirá un comportamiento frente al endurecimiento de tipo Johnson-Cook, considerando además un modelo de daño del mismo tipo.
- El modelo de viga no podrá sobrepasar 30 centímetros de longitud así como un peso total de 1 kilogramo.
- El elemento que hará las funciones de percutor será un cilindro infinitamente rígido de diámetro 6 centímetros. Dicho cilindro impactará sobre la viga a una velocidad constante de 10 m/s.

1.3 Contenido del proyecto

El presente trabajo fin de grado se ha dividido en seis capítulos, el primero de los cuales es esta introducción donde se detalla la razón y necesidad de realizar el estudio actual así como los objetivos marcados a los que se pretende llegar.

El segundo capítulo versa sobre los conceptos básicos que son necesarios manejar para poder entender las características de los choques así como la forma en la que se absorbe la energía. Se indican las ecuaciones que gobiernan la colisión primaria así como la forma de estudio de la colisión secundaria para evitar lesiones. Quedan definidos conceptos como tensión del choque, energía absorbida o inestabilidad en el choque. Se aportan ejemplos de utilización de este tipo de elementos estructurales en la industria en general. Por último se definen las características que debe poseer el material con el que se fabrique la estructura de absorción de energía, centrándose en el uso del aluminio así como sus características.

Dentro del tercer capítulo se explica la metodología en la que se basa el análisis del problema. Se explica de forma general la discretización mediante el método de los elementos finitos, aplicando el principio de los trabajos virtuales para definir las ecuaciones que resuelven el problema dinámico no lineal del presente proyecto. De la misma forma se detalla la ecuación constitutiva que rige el material del ensayo, es decir, el modelo de Johnson-Cook, tanto el comportamiento ante el endurecimiento como el modelo de daño.

El cuarto capítulo es el utilizado para la resolución del modelo simplificado. Primero se establecen las condiciones sobre las que se realizarán las simulaciones, para ello se elige la masa que debe tener el cilindro que impacta así como el mallado óptimo que aporte resultados exactos. Posteriormente se presentará el camino seguido para llegar a la estructura optimizada final. En este camino se mostrarán tanto los diseños que funcionan como los que no funcionan, justificando el motivo por el cual se descartan. De esta forma se seguirá un proceso de mejora a través de aciertos y errores para acabar recopilando suficiente información como para conseguir diseñar una viga óptima para la absorción de energía. Hay que puntualizar que para realizar la optimización existen muchos criterios sobre los que apoyarse a la hora de obtener la solución final. En este proyecto se parten de seis tipos de secciones diferentes, de las cuales se elegirá una sola estructura, para luego comparar cada una de ellas entre sí y así llegar a la solución final.

Las principales conclusiones obtenidas, gracias al proceso de optimización del capítulo cuatro, y los posibles trabajos futuros relacionados con el presente proyecto se exponen en el quinto capítulo.

Finalmente se incluyen en el sexto capítulo las referencias bibliográficas sobre las que se apoya este trabajo fin de grado.

CAPÍTULO II

ANTECEDENTES

2.1 Absorción de energía en impactos

La mayoría de los componentes estructurales de vehículos marinos, terrestres o aéreos están diseñados como estructuras de pared delgada, que reducen el peso a la vez que aportan un alto grado de resistencia. Durante décadas de crecimiento de la industria del transporte se han establecido una gran variedad de reglas y recomendaciones en cuanto a diseño de estructuras resistentes frente a impactos. Los primeros códigos diseñados virtualmente se establecían con condiciones de carga estándar. En términos de análisis estructural, esto significa que el correspondiente modelo computacional está restringido al análisis elástico limitado por deformaciones infinitesimales producidas por estas condiciones de cargas estáticas. A principio de la década de 1960 surgieron nuevas regulaciones de seguridad que demandaban este tipo de análisis de estructuras en todos los sectores de la industria del transporte. Aparte de los requerimientos estándar, las estructuras de pared delgada hoy en día se diseñan para soportar sobrecargas ocurridas durante varios tipos de accidentes. En general, un vehículo diseñado para soportar un choque debe integrar estructuras capaces de manejar la energía durante el impacto de forma segura y controlada. Por ejemplo, en el caso de accidentes de coches, aviones o trenes, la estructura que protege a los pasajeros debe soportar el golpe sin sufrir una deformación excesiva que comprometa la seguridad de los pasajeros, es decir, debe existir una zona lo suficientemente rígida que asegure la integridad estructural del vehículo. Al mismo tiempo, otros componentes estructurales deben disipar la energía cinética del vehículo mientras mantienen una deceleración por debajo del límite tolerable, deformándose de forma controlada para que la deceleración sea lo más segura posible para los ocupantes. Algunas estructuras, como los paneles laterales de los coches, deben poseer ambos requerimientos a la vez, ya que no existe espacio suficiente para introducir una estructura que se deforme absorbiendo el impacto, al contrario que en choques frontales. [12]

En el caso de accidentes a baja velocidad, por ejemplo un barco que encalla contra una piedra, la disipación de la energía no es una pieza clave. La capacidad de absorción de energía es muy pequeña para frenar el encallamiento. Por lo que su diseño está centrado en la integridad de la estructura, en concreto como minimizar el daño producido en el casco para que no se produzcan daños secundarios como el derrame de combustible.

En los primeros estudios sobre impactos, la experimentación y los resultados recomendados para alcanzar en estos experimentos eran quizás las más importantes y fiables herramientas para el departamento encargado del diseño. Al mismo tiempo las herramientas numéricas basadas en el método no-lineal de elementos finitos (FE por sus siglas en inglés: "Finite Element") iban apareciendo de forma algo rezagada y es en la década de 1980 cuando se alcanza la madurez en este tipo de cálculos para usarlos en los actuales procesos de diseño. Actualmente se utilizan diferentes softwares que introducen dichos métodos de estudios, facilitando la simulación de posibles impactos en cualquier tipo de vehículo y en cualquier tipo de configuración, lo que supone una mayor exactitud a la hora de predecir el modo de deformación que se puede dar en caso de colisión.

2.1.1 Caracterización de los problemas de impacto.

Crashworthiness es un término anglosajón utilizado en ingeniería para definir la habilidad de la estructura de un vehículo para proteger a los ocupantes durante un impacto. No solo se aplica al ámbito del automovilismo, sino que se emplea en cualquier medio de transporte, ya sea barcos, aviones o trenes. De hecho, las primeras investigaciones sobre la seguridad en colisiones se aplicaron para trenes entre los años 1879 y 1890 por Thomas Andrews. En otras palabras, *crashworthiness* es el proceso de mejorar el rendimiento ante impacto de una estructura sacrificando a esta misma bajo deformación para proteger a los ocupantes de posibles lesiones. Para poder mejorar cualquier estructura es necesario entender los diferentes factores que le pueden afectar durante el proceso de colisión. Los problemas de choques se pueden caracterizar de la siguiente forma: [13]

- *Energía y desplazamiento*: un buen diseño debe absorber la máxima energía del choque y minimizar la intrusión dentro del habitáculo de seguridad.
- *Pulso durante el impacto*: este término mide la deceleración inducida en el cuerpo humano derivado de la fuerza del impacto. Para medir los valores del pulso de choque en el cerebro se utiliza el HIC (*Head Injury Criterion*), donde existen unos valores regulados según varios criterios de análisis como puede ser la velocidad del choque o el ángulo de impacto, para mantener controladas posibles lesiones que serían irreversibles.
- *Posición del choque*: la estructura se debe diseñar para que sea capaz de absorber la mayor parte de energía y mitigar las lesiones en las diferentes posiciones que se pueda dar la colisión, tales como: impacto frontal, impacto frontal descentrado, impacto lateral, impacto trasero o vuelco.
- *Compatibilidad*: la estructura debe ser capaz de reducir el alcance del golpe y las lesiones para accidentes en los que estén envueltos dos tipos diferentes de vehículos, con diferentes tamaños o pesos.

De la misma forma, la estructura debe dañarse de forma controlada, evitando que se ponga en peligro la integridad de los pasajeros. Para ello debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- La estructura debe absorber la máxima energía cinética posible mediante deformación plástica durante el impacto de una forma controlable para minimizar la energía que llegue y deba absorber el habitáculo de seguridad.
- La estructura debe preservar al menos un mínimo espacio de supervivencia que mantenga los niveles de daños lo más bajos posibles.

Un buen diseño incluye ambos requerimientos de manera simultánea y, al mismo tiempo, añadiendo otros objetivos como puede ser el confort y la accesibilidad de los pasajeros, reducción del peso, reducción del consumo de combustible, etc. Por lo tanto, el proceso de diseño es muy complicado y requiere de altos niveles de conocimientos de muchas disciplinas.

De esta forma quedan estructuras complejas que es necesario simplificar para estudiarlas de forma separada más fácilmente. Generalmente el método de deformación de las estructuras se puede dividir en dos modos:

- *Deformación axial*, caracterizada por un modo de deformación de la estructura que se asemeja a un acordeón, donde los pliegues pueden darse de forma regular o irregular. Un ejemplo de este tipo de deformación se aprecia en la Figura 2.1.



Figura 2.1 Proceso de buckling en deformación axial. [13]

- *Deformación por flexión*, en la cual se produce una pequeña intrusión en el medio de la viga, donde la fuerza está aplicada, y se dobla de forma plástica como si de una bisagra se tratase. En la Figura 2.2 se comprueba como la parte de la viga que sufre deformación es únicamente donde recibe el impacto.



Figura 2.2 Deformación por flexión. [13]

2.1.2 Estudio del proceso de colisión.

Cuando ocurre una colisión, tanto el vehículo como los ocupantes sufren un cierto daño dependiente de la energía del choque. Pero este daño no se da de forma simultánea para ambos. La estructura del vehículo sufre primero el impacto y posteriormente son los ocupantes los que se ven afectados por la colisión. Estudiando por separado el daño ocurrido en los ocupantes se podría dividir de la misma forma el impacto en dos tiempos: primero se llevan a cabo lesiones externas que secundariamente derivan en lesiones internas. De esta forma se dan tres procesos de colisión, aunque los dos últimos procesos se pueden integrar en el mismo grupo. Por lo que el choque se resume en:

- *Primera colisión*: esta colisión es la que involucra la estructura del vehículo impactando contra un objeto u otro vehículo. En este proceso de colisión es donde se debe absorber la mayor parte de energía mediante deformación controlada para que los ocupantes sufran el menor daño posible y el vehículo comience a detenerse.

- *Segunda colisión:* tiene lugar un tiempo posterior de que se inicie la primera colisión. En ella se estudia el daño producido a los ocupantes, tanto lesiones externas, producidas por el choque del cuerpo contra el interior del vehículo, como internas, producidas por una excesiva deceleración que el cuerpo humano no es capaz de soportar.

2.1.2.1 Colisión primaria.

Un cuerpo en movimiento posee cierta energía cinética que debe ser absorbida (disipada) en cierta manera antes de que el cuerpo llegue a frenarse. Por ejemplo, en el caso de un tren que sufre un accidente, esta energía se disipa de formas diferentes por acciones físicas que producen trabajo tanto mecánico como de fricción que controlan la deformación de la estructura del vehículo. Dentro del choque la energía se puede disipar a través del vuelco del propio tren, pérdidas por deslizamiento, como pueden ser las ruedas sobre las vías o un lastre que frene el vehículo, o el impacto contra estructuras de protección en los laterales de la vía. Pero ninguno de estos mecanismos es tan efectivo como la propia deformación controlada de la estructura del vehículo para absorber suficiente energía cinética, con el objetivo de proteger a los ocupantes. Esta absorción de energía se debe llevar a cabo manteniendo una zona en la que se asegure la integridad de los ocupantes, es decir, el habitáculo de seguridad, donde no debe existir deformación alguna. [14]

Una estimación de la energía cinética que se necesita disipar por la estructura del vehículo se puede obtener haciendo uso de las leyes fundamentales de la mecánica. Basándose en la segunda ley de Newton, la cual sostiene que la fuerza motriz que tiene lugar sobre un cuerpo modifica el estado de movimiento, siendo este proporcional a la fuerza motriz impresa y se lleva a cabo en la línea recta durante la cual la fuerza actúa, modificando tanto el módulo como la dirección de la velocidad. Es decir, las fuerzas producen aceleraciones proporcionales en los cuerpos según la Ecuación 2.1: [15]

$$F = \frac{d}{dt}(mV) \quad (2.1)$$

Donde F es el vector de la fuerza resultante del cuerpo de masa m , V es el vector resultante de la velocidad y t es el tiempo. Asumiendo que la masa permanece constante respecto del tiempo, la Ecuación 2.1 se reduce a:

$$F = m \frac{dV}{dt} = ma \quad (2.2)$$

Donde a es la aceleración resultante que actúa sobre el cuerpo. La Ecuación 2.2 se integra respecto del tiempo entre el intervalo t_1 y t_2 , dando lugar a la Ecuación 2.3:

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = m \int_{t_1}^{t_2} a dt = mV_2 - mV_1 \quad (2.3)$$

Los términos integrales de la Ecuación 2.3 representan el impulso aplicado al centro de masas del cuerpo. De esta ecuación se puede deducir que la magnitud del impulso debe ser lo suficientemente grande para conseguir frenar al cuerpo que impacta en un periodo de tiempo muy corto. Esta fuerza de impulso F es generalmente mucho más grande que cualquier otra fuerza que aparezca en el sistema, como por ejemplo la fricción.

Además de la segunda ley fundamental de la mecánica, se debe hacer uso tanto de la tercera ley de Newton, es decir, el principio de acción y reacción, así como la ley de conservación de la energía total. Ambas leyes se utilizarán para analizar el caso de una

colisión entre dos cuerpos con objeto de cuantificar la energía cinética que es necesaria disipar por la estructura de absorción de energía en esta primera colisión.

La ecuación de conservación del momento sostiene que por cada fuerza que actúa sobre un cuerpo, este mismo realiza una fuerza de reacción de igual magnitud pero sentido opuesto a la anterior. Utilizando dicha ley en el estudio del choque se llega a la Ecuación 2.4:

$$m_1 V_1 + m_2 V_2 = m_1 V_1' + m_2 V_2' \quad (2.4)$$

Mientras que la ley de conservación de la energía indica que la energía no puede ni crearse ni destruirse, sino transformarse de una forma a otra. En el caso de un choque, la energía se distribuye como se indica en la Ecuación 2.5. [16]

$$\frac{1}{2} m_1 V_1^2 + \frac{1}{2} m_2 V_2^2 = \frac{1}{2} m_1 (V_1')^2 + \frac{1}{2} m_2 (V_2')^2 + E_d \quad (2.5)$$

Donde m_1 y m_2 representan las masas tanto del vehículo 1 como del vehículo 2, cuya respectiva velocidad relativa antes del impacto es V_1 y V_2 . Respectivamente, V_1' y V_2' son las velocidades de ambos vehículos después de la colisión y E_d es la energía total disipada por los dos vehículos durante el impacto como resultado de la permanente deformación sufrida por la estructura diseñada para tal efecto, es decir, el valor que se busca obtener.

Para seguir con la simplificación del problema, se puede asumir que ambos vehículos poseen en su estructura un material cuyas propiedades mecánicas están dominadas por la zona plástica, la región en la que ocurre el impacto, por lo que se trata de un choque perfectamente inelástico (plástico), ya que toda la energía del impacto se pierde en calor o en deformación. [17] En este caso los dos vehículos permanecerán en contacto después del impacto, adquiriendo la misma velocidad final, V_f , que se calcula como sigue:

$$V_f = \frac{m_1 V_1 + m_2 V_2}{(m_1 + m_2)} \quad (2.6)$$

Utilizando dicha simplificación en la Ecuación 2.5, la energía disipada queda de la siguiente forma:

$$E_d = \frac{m_1 m_2 (V_1 - V_2)^2}{2(m_1 + m_2)} = \frac{m_1 m_2 V_c^2}{2(m_1 + m_2)} \quad (2.7)$$

Donde se toma V_c como la diferencia entre la velocidad inicial del primer vehículo menos la velocidad inicial del segundo vehículo. E_d se puede utilizar como un indicador del daño que puede causar la colisión a los vehículos. Respecto a la masa de los vehículos, la Ecuación 2.7 muestra cómo la energía que se necesita disipar es menor cuanto menor sea el peso de los vehículos, donde se puede apreciar la diferencia de trabajar con coches que puedan pesar alrededor de los 1.000 kg al caso de aviones que lleguen a pesar 300.000 kg o más. Para determinar la energía que se necesita disipar, según las Ecuaciones 2.6 y 2.7, tan solo es necesario conocer la masa de ambos vehículos así como su velocidad inicial. Ambos parámetros son completamente independientes de las características individuales ante el impacto de cada uno de los vehículos, por lo que no se ven afectados por la construcción del vehículo que impacta. Lo que la Ecuación 2.7 no indica es el porcentaje de deformación permanente que afecta a cada vehículo y, por ende, la energía absorbida por cada uno.

Para cada colisión existe una magnitud de energía cinética que debe ser absorbida por la estructura de ambos vehículos. Cómo esta energía se distribuye entre ellos depende de la configuración estructural y del material utilizado en su construcción. En general, una determinación precisa de la distribución de la energía cinética entre cada uno de los vehículos requiere conocimientos de las propiedades fuerza- deformación de las zonas de

deformación del vehículo. Como por ejemplo la recuperación elástica que sufre cada estructura, ya que los materiales utilizados en su construcción no son perfectamente plásticos. Dicha recuperación comenzará a separar ambos vehículos al tiempo que se alcanza la fuerza máxima de impacto, satisfaciendo la Ecuación 2.7, lo que generará una diferencia de velocidad entre ambos vehículos, reduciendo la magnitud de la energía cinética consumida así como la deformación total de la estructura.

La Ecuación 2.7 tampoco considera otro medio de absorción de energía cinética. La aceleración vertical, resultante de la descompensación entre el centro de gravedad de los dos vehículos y el vector de la fuerza del choque, lo que produce un movimiento de inclinación, y parte de energía se disipa incluso cuando el impacto se da de forma colinear. Esta energía absorbida normalmente constituye un porcentaje muy pequeño, por lo que se desprecia en el análisis. Usando la equivalencia del trabajo y la energía, la energía total absorbida por los dos vehículos se resume de la siguiente forma:

$$E_d = (F_{AV})_1 L_1 + (F_{AV})_2 L_2 \quad (2.8)$$

Donde $(F_{AV})_1$ y $(F_{AV})_2$ representan las respectivas magnitudes de la fuerza media que actúa en los vehículos 1 y 2 en la interacción del choque, mientras que L_1 y L_2 es la máxima deformación en cada uno de los vehículos durante el impacto, sin tener en cuenta la recuperación elástica del material. Usando la segunda ley de Newton, dichas fuerzas medias se pueden sustituir por la masa de cada uno de los vehículos multiplicado por la aceleración media de los centros de masa de cada uno de ellos, obteniéndose la expresión que sigue:

$$E_d = m_1(a_{AV})_1 L_1 + m_2(a_{AV})_2 L_2 \quad (2.9)$$

La ecuación 2.9 constituye una primera aproximación, ya que no se tienen en cuenta:

- Grandes efectos inerciales, como pueden ser las concentraciones de masa rígida (como por ejemplo el ensamblaje de los vagones del tren) que generalmente no disipan mucha energía cinética pero pueden afectar en cierta medida al modo de deformación de la estructura.
- Reducción de masa efectiva del vehículo durante la deformación de la estructura durante el tiempo que el choque tiende a frenarse.
- Cambio de localización del centro de masas.

Estos tres factores deben tenerse en cuenta en caso de llevarse a cabo rigurosas simulaciones matemáticas de la colisión primaria. Por otra parte, haciendo uso de la tercera ley de Newton, las fuerzas durante la colisión de ambos vehículos se mantienen iguales, por lo que se puede llegar a la siguiente expresión:

$$(a_{AV})_1 = \frac{m_2}{m_1} (a_{AV})_2 \quad (2.10)$$

De esta ecuación 2.10 se puede deducir que:

- Para $m_2 = m_1$ (mismo peso de los vehículos) entonces $(a_{AV})_1 = (a_{AV})_2$, lo que quiere decir que ambos vehículos experimentan la misma aceleración media.
- Cuando un vehículo es más pesado que el otro ($m_2 > m_1$) entonces $(a_{AV})_1 > (a_{AV})_2$, por lo que el vehículo más ligero experimentará una mayor aceleración durante el choque, proporcional a lo superior que sea el peso del otro vehículo.

Las aceleraciones sufridas por los ocupantes del vehículo se estudian haciendo uso del *crash pulse*, es decir, el pulso inducido al cuerpo por el choque. La forma, magnitud o duración de dicho pulso influye de manera significativa en la potencia cinemática. También influye en las posibles lesiones que puedan sufrir los ocupantes durante la denominada colisión secundaria contra el compartimento y/o el sistema de retención.

2.1.2.2 COLISIÓN SECUNDARIA

Está demostrado que la supervivencia de los ocupantes en un choque va en función de cómo sea la disipación de la energía cinética por parte de las estructuras de absorción de energía de los vehículos implicados en la colisión. Pero esta supervivencia también depende de los sistemas de seguridad del interior del compartimento. El habitáculo de seguridad debe minimizar las consecuencias de la inevitable colisión secundaria por parte de los pasajeros. Esta colisión secundaria se define como la colisión que sufren los ocupantes fruto de la desaceleración ocurrida durante el choque. Por esta razón, este impacto depende en gran medida de la curva de aceleración respecto al tiempo experimentada por el compartimento del vehículo, es decir, el *crash pulse*, lo que puede causar lesiones físicas severas a los ocupantes.

Consecuencias del accidente en los pasajeros

Una alta fuerza o deceleración del vehículo puede derivar en serios daños para los ocupantes o para las estructuras. Los resultados del choque de uno o varios vehículos se pueden agrupar como: [18]

- *Daños o lesiones a personas* (o en ocasiones a animales), lo que genera lesiones tanto físicas como psicológicas a los ocupantes del vehículo o a personas externas al vehículo que se vean implicadas en el accidente como puede ser el atropello a un peatón.
- *Daños estructurales*, tales como deformación plástica accidental, la fractura de la estructura del vehículo o su destrucción por fuego como consecuencia de la colisión.
- *Daño de las mercancías*, como por ejemplo el daño causado al desplazarse la mercancía, derrumbarse o pérdidas de combustible de un tanque de un camión.
- *Daño al medioambiente*, es decir, el daño a objetos que se encuentren en los laterales de la carretera (árboles, postes, guardarraíles, etc.).

Respecto al daño producido a los ocupantes del vehículo, este es peor cuanto mayor sea la deceleración del propio vehículo durante el accidente, puesto que los ocupantes pueden impactar con muchas partes del interior del vehículo, como pilares, vigas laterales, techo o parabrisas. Esto es una consecuencia de la colisión secundaria antes definida.

La energía cinética del impacto es absorbida por el cuerpo de los ocupantes en forma de fuerzas y momentos. Estas cargas de impulso, y las aceleraciones asociadas sostenidas por los ocupantes, generan lesiones como contusiones, cortes, fracturas o dislocaciones así como lesiones internas de los organismos, del tejido blando y del sistema nervioso. Los posibles daños en las personas, producto de esta colisión secundaria se pueden agrupar en 4 eventos, de los cuáles se puede dar uno o más de ellos a la vez: [19]

1. Alta deceleración inaceptable por el cuerpo.
2. Aplastamiento del compartimento de los pasajeros.
3. Impactos contra el interior del vehículo.
4. Eyección del vehículo.

Dentro de estas 4 posibilidades de daño, el tercer tipo es el potencialmente más lesivo para los ocupantes y depende de diferentes factores como puede ser la masa de los ocupantes, la velocidad relativa del compartimento de los ocupantes así como su configuración, el área de contacto del cuerpo o la energía absorbida por el cuerpo y por el compartimento durante el choque. Pero la gravedad aumenta significativamente si además de estos factores se añade una mala sujeción de los ocupantes. Aquí radica la necesidad de utilizar tanto cinturón de seguridad como airbags.

Durante la colisión, la velocidad del vehículo cambia rápidamente, si el pasajero no está bien sujeto su velocidad será diferente respecto a la velocidad del vehículo. Esta diferencia de velocidades se puede explicar mediante la Figura 2.3. En el hipotético caso de un choque frontal, el vehículo impacta contra un objeto y empieza a decelerarse, pero los ocupantes continúan su movimiento a la velocidad del vehículo antes del impacto, V_1 , lo que corresponde con un periodo de “vuelo libre” por parte de los ocupantes, la fase I. El comienzo de la fase II lo marca el choque de los ocupantes sin sujeción contra el interior del vehículo a un tiempo $t_{0/i}$. En esta fase los ocupantes sufren una gran desaceleración, tal y como se ve en la pendiente, hasta que su velocidad relativa respecto al vehículo es cero, momento en el cuál se inicia la fase III.

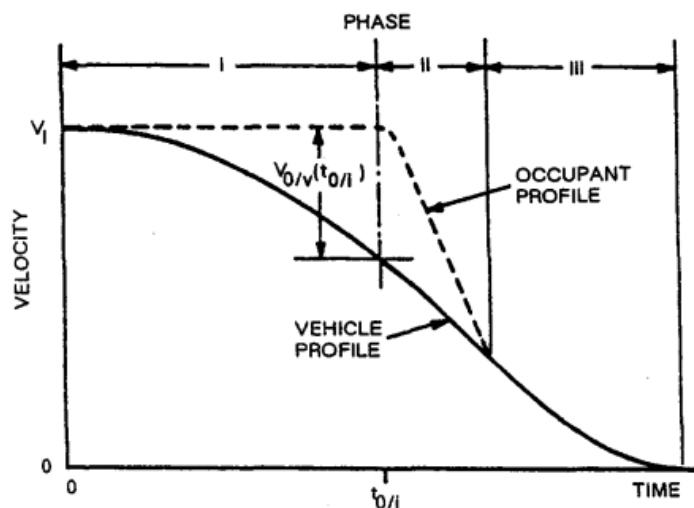


Figura 2.3 Perfiles de velocidad de ocupantes sin sujeción respecto a la velocidad del vehículo. [14]

Criterio de lesiones para cabeza/cerebro.

Las lesiones en la cabeza han sido reconocidas durante muchos años como las más peligrosas, dentro de las posibles lesiones en caso de accidente. Durante años se ha tratado de minimizar el posible alcance de las lesiones que pueden llegar a ocurrir en colisiones graves, poniendo especial atención en los daños ocasionados al cerebro, puesto que son los más difíciles de tratar. En la figura 2.4 se muestra como ha disminuido el riesgo traumático

en accidentes de automóviles desde 1987 hasta 2007, reduciéndose al máximo los riesgos que puedan ocurrir en la cabeza.



Figura 2.4 Disminución riesgo de lesiones por colisión. [20]

Estudios biomecánicos determinan que la tolerancia de la cabeza (cráneo y cerebro) se puede estudiar mediante la curva de la Figura 2.5. Esta curva es la más usada en las investigaciones de sistemas de seguridad, especialmente en automóviles. En dicha curva se define el nivel de aceleración de la cabeza que causa conmociones o fracturas en el cráneo. Está basado en una aceleración media de la zona occipital del cráneo impactando sobre una superficie plana.

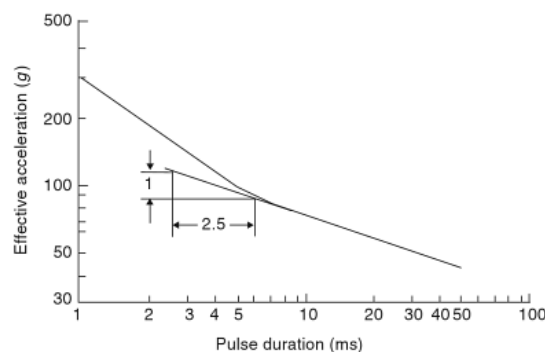


Figura 2.5 Curva de tolerancia Wayne para la cabeza. [19]

Basándose en la curva mostrada en la Figura 2.5, el criterio de lesiones de la cabeza (HIC, por su definición en inglés: Head Injury Criterion) es el criterio más usado para determinar el alcance de las lesiones de la cabeza, utilizando la siguiente ecuación:

$$HIC \equiv \max(t_2 - t_1) \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} < 1000 \quad (2.11)$$

Donde t_1 y t_2 son los tiempos iniciales y finales que dura el pulso, para el que se obtiene el máximo valor de la aceleración resultante a través de la curva. El valor límite del HIC es 1000, por encima de este valor, el cerebro o el cráneo tienen grandes posibilidades de sufrir daños irreversibles.

2.1.3 Aspectos Estructurales.

2.1.3.1 Tensión del choque

Para el diseño frente a impacto de las estructuras, es interesante analizar correctamente la fuerza necesaria para generar grandes deformaciones. Dicha fuerza es la tensión del choque, la cual se puede definir como la carga requerida para causar una deformación o distorsión permanente en la sección.

Además de este, los conceptos de rigidez, resistencia y capacidad de absorción de energía deben distinguirse de forma correcta. La rigidez se define como la capacidad de un material para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o esfuerzos, es decir, describe la relación entre la rama elástica y la carga de deformación. Esta característica tiene normalmente poco efecto en las propiedades necesarias para mantener la seguridad, ya que la fuerza es superior al límite elástico por lo que se supera la rama elástica y el material trabaja en la zona plástica, donde las deformaciones son permanentes. Por otra parte, la resistencia se define como la capacidad de carga que puede soportar la estructura. Esta característica suele ser variable durante la colisión. Para finalizar, la energía absorbida es proporcional al área bajo la curva tensión-deformación. Esta última característica es la que particularmente se usa para evaluar el rendimiento frente al impacto de cualquier estructura. Estas tres características no tienen que ser necesariamente proporcionales entre sí y un análisis del choque debe considerar estas tres propiedades y cubrir el amplio rango de deformaciones permitidas. [21]

2.1.3.2 Energía absorbida

El área encerrada por la curva generada por la fuerza frente a la deformación de la estructura es la medida de la energía absorbida por esa estructura para esa dirección de aplicación de la fuerza. Normalmente la energía absorbida se divide por el peso de la estructura para determinar la energía específica absorbida, δ_c , y esta misma energía se utiliza para medir la eficacia relativa de varios tipos de instrumentos o estructuras de absorción de energía.

No obstante, la deformación es una variable de gran importancia para este tipo de cálculos. En la Figura 2.6 se muestra un esquema de la curva de la tensión que debe soportar

el material frente a la compresión o deformación que sufre. En esta figura la carga P_u es el valor medio de la carga máxima durante la colisión, P_L es el valor medio de la mínima carga, P_δ es la máxima carga observada en el ensayo y δ_c es la deformación total experimentada por el material partiendo de una longitud inicial l_0 .

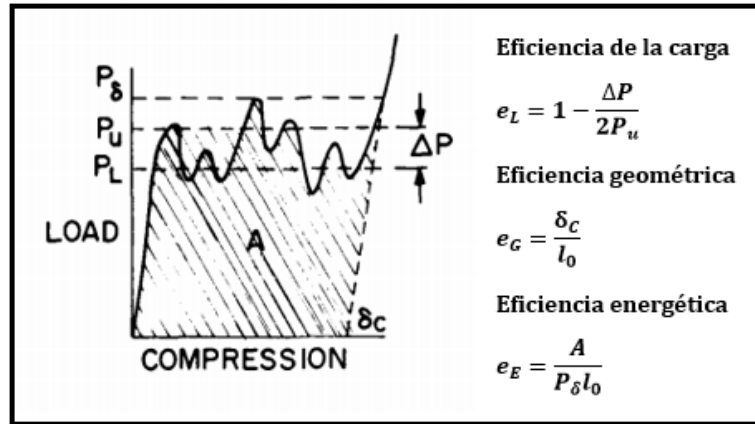


Figura 2.6 Curva tensión-deformación [21]

Eficiencia en la utilización de la distancia de choque

Se debe considerar la eficiencia de la estructura en utilizar el espacio del que dispone para frenar el golpe o minimizarlo. Para ello se definen las eficiencias descritas en la Figura 2.6. La eficiencia geométrica, o eficiencia del choque, e_G , es la medida de la eficacia de la compresión o plegado de la estructura durante la colisión y viene dada por el cociente entre la deformación total y la longitud inicial. [21]

$$e_G = \frac{\delta_c}{l_0} \quad (2.12)$$

La eficiencia de la carga, e_L , es la segunda medida utilizada para definir la eficiencia en la utilización del espacio del choque y está relacionada con las fluctuaciones de la carga que ocurren durante el impacto.

$$e_L = \frac{P_m}{P_u} = 1 - \frac{\Delta P}{2P_u} \quad (2.13)$$

La eficiencia energética está relacionada con la energía absorbida, dada por el área A bajo la curva de fuerza- deformación, y se define mediante la ecuación:

$$e_E = \frac{A}{P_\delta l_0} \approx \frac{P_m \delta_c}{P_\delta l_0} \quad (2.14)$$

2.1.3.3 Inestabilidad

La estructura diseñada para absorción de energía cinética debe funcionar de una manera programada y controlada. A pesar de ello, no siempre se da el caso ideal de diseño y pueden aparecer inestabilidades durante el choque. Esta inestabilidad afecta en gran medida a la curva de tensión- deformación, como se muestra en la Figura 2.7 a), por lo que la energía absorbida por la estructura también varía respecto al caso ideal sin inestabilidades. En este caso mostrado se da una inestabilidad por flexión, la pieza al sufrir un golpe axial, en vez de plegarse como se ha programado, se dobla como se ve en la figura

2.7 b). En dicho caso se crea un punto de concentración de tensiones donde la estructura comienza a flexionarse, por lo que se sufren grandes cambios en la energía absorbida, siendo muy cuestionable el buen funcionamiento de esta estructura en concreto. Por esta razón, las estructuras no deben permitir este tipo de inestabilidad en la medida de lo posible.

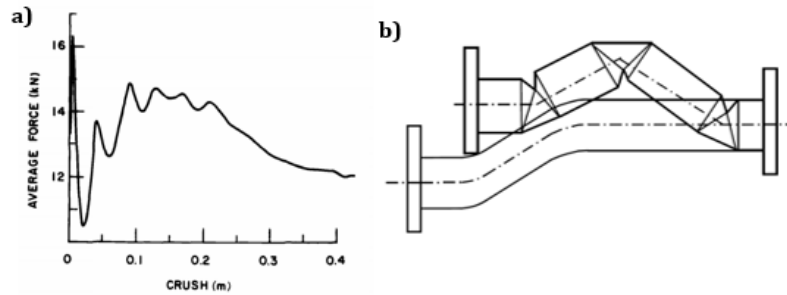


Figura 2.7 a) Curva con inestabilidad b) Inestabilidad por flexión [13]

Para evitar esta inestabilidad inicial mostrada en la Figura 2.7 a) se introducen imperfecciones que hacen que la pieza comience a deformarse más fácilmente y de forma más predecible para que el primer choque se produzca de una forma menos severa. [22] De esta manera se puede definir un modo de pliegue para que se arrugue como se necesite para cada tipo de aplicación. Un ejemplo de este tipo de imperfecciones es hacer taladros en la pieza, con el fin de crear zonas de acumulación de tensión por donde comience a deformarse la estructura, tal y como se muestra en la Figura 2.8.

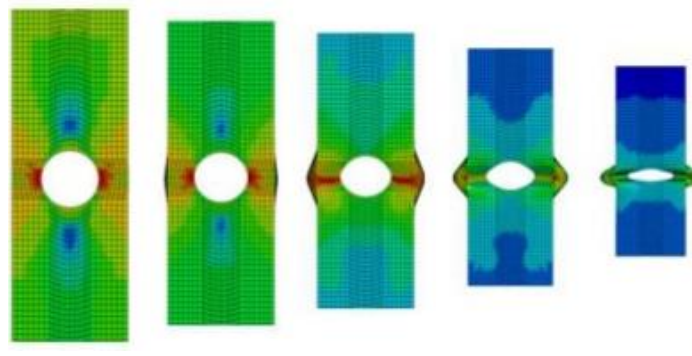


Figura 2.8 Inestabilidad producida por taladro. [23]

2.2 Aplicaciones del estudio frente a impactos en la industria.

Los principales casos de impactos se dan en medios de transporte, por esta misma razón, es en estos en los que más ha aumentado el estudio y la mejora de los componentes. No todos los medios de transporte poseen los mismos componentes para hacer frente a una colisión, dependiendo de la magnitud se buscará una forma de absorción u otra, por ejemplo, en el caso de los aviones, al viajar a altas velocidades, es difícil llegar a frenar el golpe como sucede en un coche, por ello se busca conseguir una integridad estructural más que la propia absorción del choque. Además de en medios de transporte, la absorción de

energía mediante deformación se utiliza en otras aplicaciones industriales con el fin de aumentar la seguridad de los componentes.

2.2.1 Automóviles

Hoy en día se persigue disminuir el número de siniestros que tienen lugar en las carreteras. Para ello los fabricantes someten al coche a *crash test* de forma que se pueda comprobar el comportamiento de la estructura del vehículo ante una colisión. La ventaja de los automóviles es que no supone tanta inversión sacrificar cada modelo frente a impacto en comparación con otros vehículos como trenes o aviones. En dichos crash test se calcula la eficacia global de la seguridad pasiva del vehículo en caso de que ocurra una colisión, comprobando los daños en los ocupantes a través de *dummies*, muñecos que simulan un cuerpo humano equipados con sensores, con el objeto de obtener las fuerzas de desaceleración para poder estudiar posibles daños físicos. [24]

En 1997 se creó la asociación EuroNCAP (*New Car Assessment Program*), un consorcio independiente que agrupa a distintas administraciones y asociaciones europeas con el fin de unificar las pruebas que se llevan a cabo en cada vehículo. [20] Estas pruebas son independientes de las realizadas por los fabricantes, calificando de cero estrellas en el peor de los casos hasta las 5 estrellas, en el caso de que el vehículo cumpla con todos los requisitos necesarios para garantizar la seguridad tanto a los ocupantes como a los peatones. Las pruebas se realizan haciendo uso de las estadísticas de los tipos de colisión más frecuente, mostrada en la Figura 2.9. De esta forma, los principales test que se realizan son los ensayos de impacto frontal, lateral, trasero y de vuelco

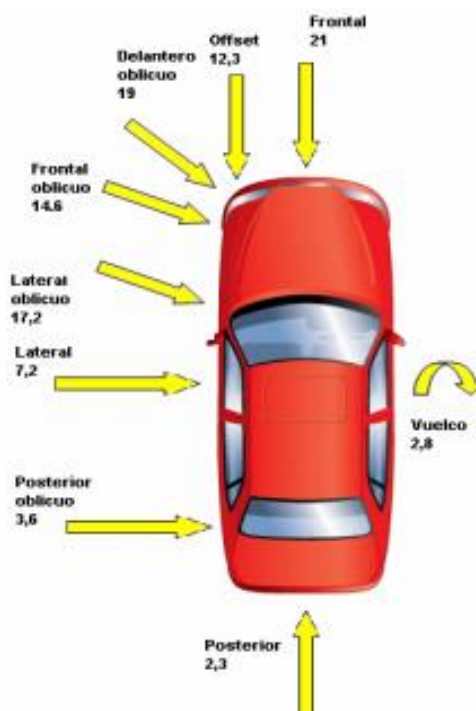


Figura 2.9 Estadísticas de siniestros por tipo de colisión. [20]

➤ Ensayo de impacto frontal.

Tiene como objetivo la máxima optimización de los refuerzos de la estructura portante y de los sistemas de retención, ya que es un tipo de ensayo donde se producen deceleraciones muy bruscas. El vehículo es lanzado contra una barrera deformable para que impacte de forma frontal descentrada, de un 40% de la parte más ancha del coche, tal y como se muestra en la Figura 2.10. La mayoría de golpes frontales suceden en esta configuración debido al acto reflejo del conductor de tender a desviarse a su lado derecho intentando salirse de la trayectoria. [25]

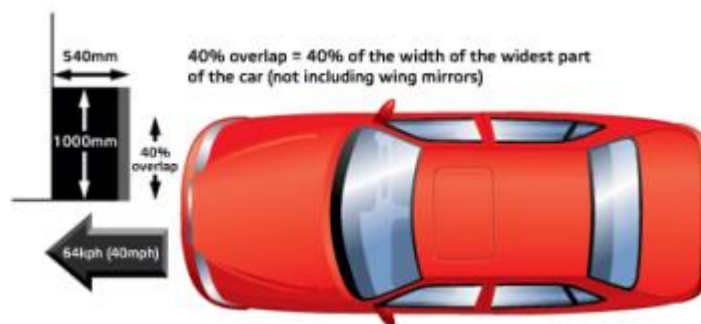


Figura 2.10 Ensayo impacto frontal EuroNCAP. [25]

➤ Ensayo de impacto lateral.

Este tipo de impacto engloba aproximadamente una cuarta parte de las lesiones graves que se registran en las carreteras. Un vehículo puede impactar lateralmente tanto contra otro coche como contra un poste o un árbol, siendo cada impacto diferente por lo que se deben realizar *crash test* de cada uno de ellos. Su peligrosidad radica en el poco espacio del que se dispone para frenar el golpe y disipar la energía y de esta forma evitar la intrusión en el habitáculo. [24] En este tipo de choque, los asientos, el cinturón y los airbag son los elementos que aportan mayor seguridad en lugar de la estructura de deformación programada, ya que por el contrario, las puertas deben mantener un nivel de rigidez alto para evitar la intrusión en el habitáculo. Un ejemplo de configuración de este tipo de ensayo de impacto lateral contra otro vehículo se representa en la Figura 2.11. Donde se sustituye el coche que impacta por una barrera deformable.

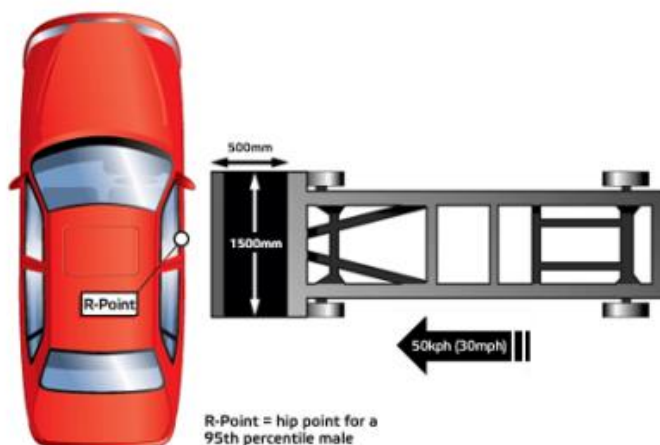


Figura 2.11 Ensayo impacto lateral contra otro vehículo EuroNCAP. [25]

➤ **Ensayo de impacto trasero.**

Este ensayo se lleva a cabo lanzando una barrera deformable móvil contra la parte trasera del coche, tal y como se ve en la Figura 2.12. Como requisitos tras el impacto, tanto el maletero como las puertas se deben poder abrir, no se permite fuga de combustible y los reposacabezas deben evitar lesiones en el cuello de los ocupantes por el llamado latigazo cervical. Para tal fin se estudian los paragolpes, travesaño, largueros y portón trasero.



Figura 2.12 Ensayo impacto trasero EuroNCAP. [25]

➤ **Ensayo de vuelco.**

Este tipo de test pone a prueba la capacidad de la estructura del techo para evitar la penetración en el habitáculo, midiendo la rigidez del techo y los pilares. Para ello se arroja el coche sobre una plataforma inclinada, deteniéndola repentinamente provocando así que el vehículo llegue a dar vueltas de campana, como se ve en la Figura 2.13. Otro tipo de ensayo se hace sometiendo al vehículo a una caída libre desde 50 cm.



Figura 2.13 Ensayo vuelco en rampa EuroNCAP [25]

2.2.2 Trenes

Como ya se ha estudiado, la seguridad de los ocupantes depende de la configuración y severidad del accidente. Como medio de transporte, el tren siempre ha mantenido unos bajos niveles de siniestralidad. Al igual que en cualquier otro tipo de vehículo, se busca absorber la energía cinética derivada del golpe a través de la deformación programada de sus elementos de seguridad. Además de absorber la energía del impacto, deben presentar cierta resistencia que asegure la supervivencia de los pasajeros. [26]

Generalmente, la estructura de absorción de energía de los trenes incluye elementos destinados únicamente a la absorción de energía junto con otros componentes especiales que eviten el aumento de la peligrosidad del impacto. Estos componentes se sitúan en el morro del tren, pues lo normal es que sea esta zona la que sufra la mayor parte de choques,

ya sea frontal o descentrado. De esta forma se tienen tres tipos de estructuras diferentes en el tren: el extremo frontal, amortiguador/parachoques y *anti-climbing*. Estos se pueden ver en la Figura 2.14. [27]

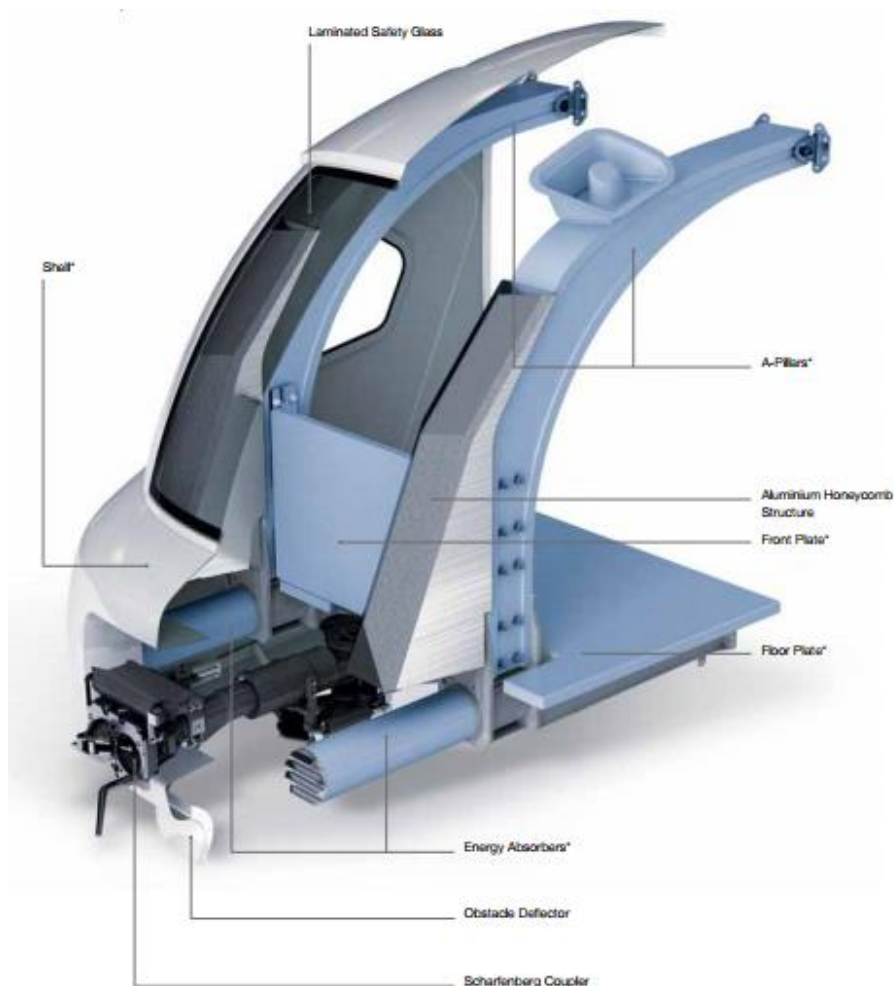


Figura 2.14 Extremo frontal tren. [30]

En el extremo frontal van montados los tres tipos de estructuras de seguridad. Es este extremo el que protege al piloto y a los ocupantes de una posible intrusión al habitáculo de seguridad. Para ello cuenta con los pilares A y la estructura de aluminio *honeycomb* que presenta la geometría de panal de abeja. [28] De esta geometría está demostrada su eficacia en la absorción de energía gracias a sus grandes ventajas frente a otro tipo de geometrías, como puede ser el ahorro de masa, baja rigidez o su deformación controlada.

Los amortiguadores son los elementos que primero actúan frenando el golpe de forma progresiva mediante su deformación controlada. Pero además de controlar la deformación se debe controlar el modo de choque que se da, pues uno de los grandes peligros que presentan las colisiones frontales entre trenes es que un tren trepe sobre otro o que los propios vagones trepen entre sí por efecto de la deceleración, como se puede ver en la Figura 2.15. De darse dicha situación, la colisión se agravaría enormemente ya que los elementos de absorción de energía no pueden frenar el golpe, impactando directamente sobre el habitáculo de seguridad.

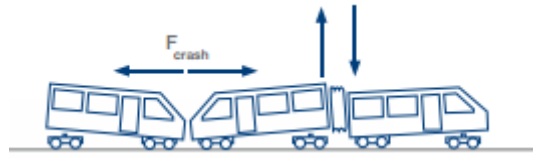


Figura 2.15 Fuerzas verticales entre vagones por la acción del choque. [30]

Para que esta situación no ocurra, se introducen elementos conocidos como *anti-climbing*, tanto en la parte frontal del vehículo como entre los vagones. [29] Estos componentes hacen las funciones tanto de absorción de la energía cinética, en paralelo con los amortiguadores en la parte frontal, como de evitar cualquier movimiento de los coches en la dirección vertical. Un ejemplo de los *anti-climbing* que se montan en la parte frontal del tren se puede ver en la Figura 2.16.



Figura 2.16 Anti-climbing frontal. [30]

Los tres tipos de componentes funcionan dentro de la estructura de seguridad pasiva del tren de forma progresiva, como se ve en la Figura 2.17. Dentro de la Fase 2 y 3 también actuaría el *anti-climbing* ya que trabaja en paralelo a los amortiguadores. Se comprueba cómo solo para altos valores de las deformaciones, las fuerzas derivadas de la colisión llegan hasta el habitáculo de seguridad donde se encuentran los pasajeros.

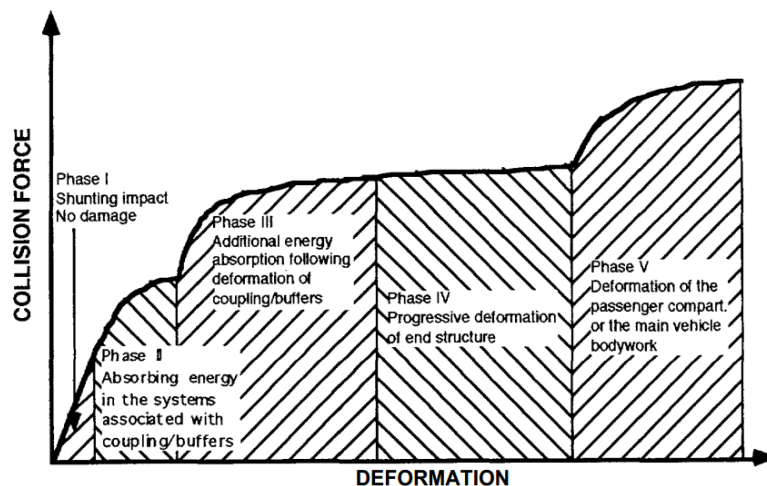


Figura 2.17 Gráfica deformación- fuerzas de colisión en trenes. [27]

2.2.3 Aviones

En aeronáutica se sigue utilizando el término *crashworthiness* para definir la habilidad de la estructura del avión para proteger a los ocupantes de posibles lesiones durante un choque. Dentro de los diferentes tipos de aviones, se debe hacer una división entre aviones ligeros y helicópteros y aviones de pasajeros, los cuáles son mucho mayores que los anteriores. [31]

➤ Aviones de pasajeros.

La evaluación frente al impacto del diseño de este tipo de aviones normalmente se estudia mediante test de caída vertical, ya que los ensayos a escala real son demasiado caros, consumen mucho tiempo y son muy sensibles a las condiciones de contorno u otras posibles influencias en la reproducción del choque. Los nuevos tipos de aviones se analizan de forma numérica, debiendo alcanzar valores inferiores a los existentes.

Un modelo típico usado en test de caída vertical se presenta en la Figura 2.18. Se muestra la sección de la parte trasera del fuselaje, donde algunos paneles han sido quitados por motivos de visibilidad. Estos escenarios sirven para evaluar la aceleración vertical que afecta a los ocupantes en caso de choque. Dicha aceleración vertical genera una carga peligrosa para la columna vertebral así como otros órganos internos de los ocupantes recogidos dentro del tórax.

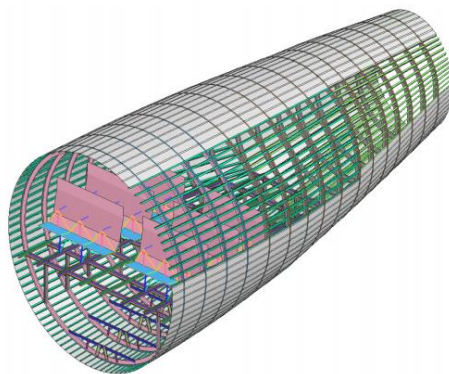


Figura 2.18 Modelo fuselaje caída vertical. [32]

En cambio, la aceleración horizontal es la causante de posibles lesiones en la cabeza de los ocupantes, debido a la inercia que puede producir un impacto de la cabeza con el asiento montado justo delante. Para la evaluación de este daño se utiliza el *Head Injury Criteria* (HIC). La prueba se realiza mediante test de deslizamiento con trineos con la combinación de asiento/ocupante. Un ejemplo del modelo utilizado para su estudio mediante simulación numérica se muestra en la Figura 2.19.

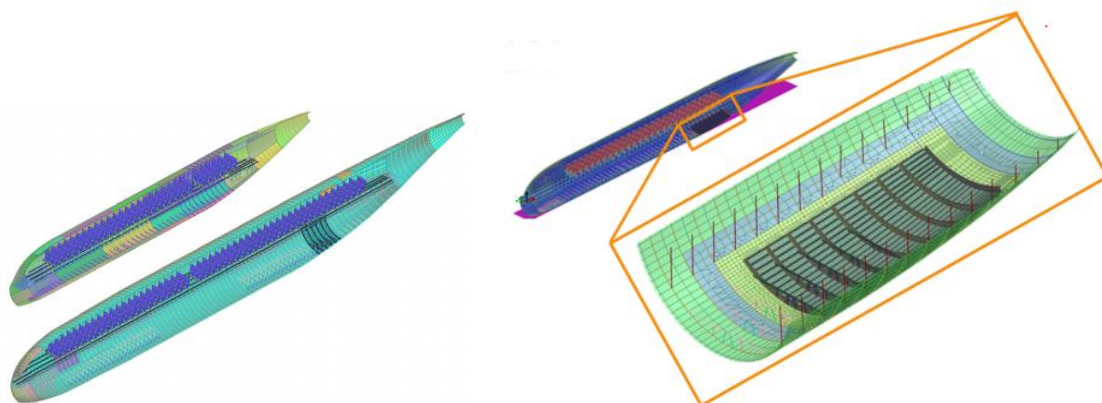


Figura 2.19 Modelo fuselaje deslizamiento horizontal con detalle de vigas que lo componen. [32]

En este caso, se busca que exista una amplia deformación para absorber la energía cinética derivada del deslizamiento. Como se aprecia en la Figura 2.19, los componentes estructurales se simulan como elementos tipo viga.

➤ Aviones ligeros y helicópteros.

En el caso de helicópteros y pequeños aviones, la estructura del suelo se compone de intersecciones que crean puntos de acumulación de tensión bajo carga vertical, lo que conlleva a grandes picos de deceleración que pueden causar lesiones a los ocupantes. Es por ello que se presta especial atención a estos puntos a la hora de diseñar la estructura de absorción de energía de este tipo de aeronaves particularmente. Un ejemplo de cómo es actualmente el fuselaje inferior de un helicóptero se muestra en la Figura 2.11. Estas estructuras suelen ser pequeñas, no superando una altura de solo 200 mm. [33]

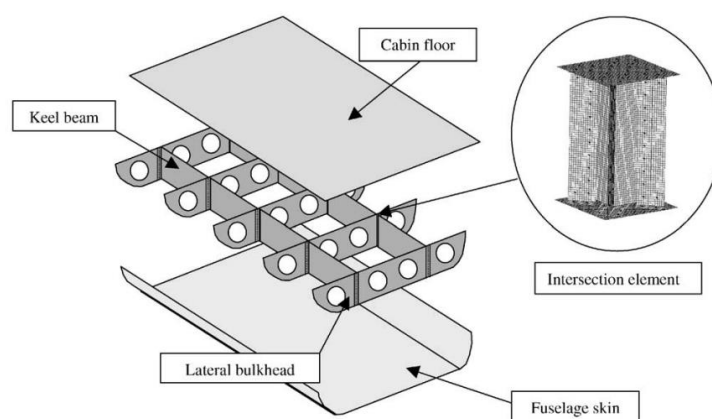


Figura 2.20 Fuselaje del suelo de un helicóptero/avión ligero. [33]

2.2.4 Barcos

Los arquitectos e ingenieros navales empezaron a esforzarse en el diseño de barcos más seguros desde el trágico accidente del RMS Titanic en 1912, donde 1517 personas fallecieron. Al principio se diseñaban para soportar las cargas de las olas, sin tener en cuenta posibles accidentes. Tras este acontecimiento se llevó a cabo en 1914 la primera convención internacional por la Seguridad de las Vidas en el Mar (SOLAS por sus siglas en inglés: *Safety of Life at Sea*). Desde entonces numerosas conferencias internacionales así como proyectos y estudios se han seguido realizando con el objetivo de aumentar la seguridad en los barcos y asegurar una buena actuación en caso de accidente, coordinando labores de evacuación y rescate. Con el actual incremento en el número de barcos así como la densidad del tráfico marino, es importante estudiar y mejorar la infraestructura ante una posible colisión barco con barco o con cualquier otra clase de objeto, como puede ser un iceberg. La forma más económica de aumentar la seguridad en el transporte marítimo es disminuir la probabilidad de que ocurra un accidente. Para evitar los posibles choques barco con barco se han implementado numerosas técnicas como la separación del tráfico a través de canales, lo que reduce significativamente el número de accidentes, pero no aumenta la seguridad ni asegura la supervivencia de los pasajeros en caso de ocurrir una colisión. Para ello la industria marítima ha tenido que fijarse en el automovilismo con el fin de aumentar tanto los sistemas de seguridad activos como pasivos de sus barcos. Ya que estos sistemas son la barrera final que debe asegurar que un posible choque no se salde con víctimas. Esta probabilidad de supervivencia está directamente vinculada con los siguientes tres factores relacionados con la brecha que podría realizar un barco colisionando contra otro barco: el tamaño, la forma y la localización. Lo que está conectado con la capacidad de absorción de energía del casco del barco. Un diseño satisfactorio debe minimizar a su vez la brecha que se crea en la barrera interior del casco, debido a la colisión barco contra barco, o evitar que se produzca dicha brecha para asegurar la estanqueidad del barco. Para ello se utilizan estructuras de doble casco (Figura 2.21 a.) así como otro tipo de estructuras diseñadas por *Per Hogstrom et al* [34] para mejorar la función de la anterior (Figura 2.21 b. c. d.).

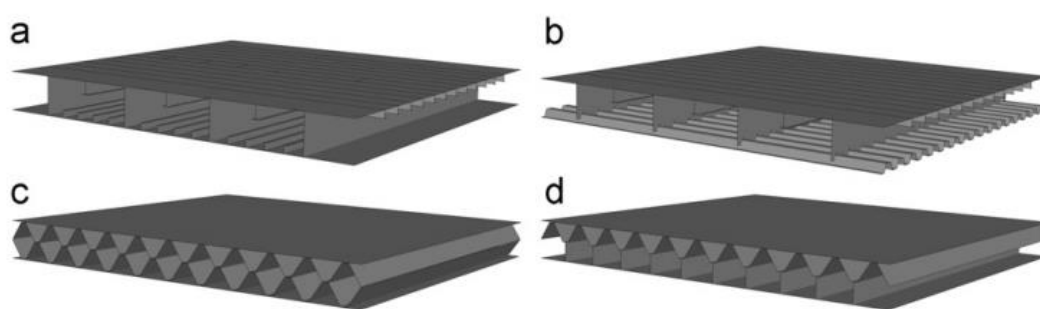


Figura 2.21 Estructura seguridad del casco en barcos. [34]

Con las estructuras b, c y d de la Figura 2.21 se pretende aumentar la absorción de energía, permitiendo a la primera barrera del doble casco sufrir grandes deformaciones que distribuyan la energía cinética derivada del golpe de forma más amplia. Para permitir esta larga deformación se debe asegurar la barrera interior del doble casco para que no sufra ningún tipo de intrusión. [35]

2.2.5 Otras aplicaciones

Estructuras usadas en la seguridad de autovías.

Para reducir el daño causado por la colisión de vehículos, varios tipos de sistemas de protección han sido instalados en las carreteras en las últimas décadas. El sistema de atenuación del impacto de un vehículo debe estar diseñado de forma que se sufra una deceleración gradual para conseguir parar el vehículo de forma que sus ocupantes no sufran daños. Su uso ha conseguido salvar numerosas vidas desde que se implantó, así como reducir la severidad de los accidentes. Sigue estando el hándicap de reducir el daño sufrido por los motoristas en caso de impacto contra este tipo de estructuras.

El más común de los sistemas de guardarraíles empleados en las carreteras consiste en una viga de acero galvanizado en forma de W, soportado por barras de acero (normalmente tubulares). Cuando un vehículo choca contra un sistema de guardarraíles, la energía cinética que lleva el vehículo se disipa, la mayor parte, por la deformación de la viga en forma de W y del poste. [19]

Estructuras de protección de accidentes industriales

En áreas montañosas, el desprendimiento de rocas en las laderas es peligroso tanto para las personas como para los vehículos que pasen alrededor, especialmente en días lluviosos. En los lugares más peligrosos es necesario instalar sistemas de absorción de energía que protejan mediante la absorción de la energía cinética que llevan las rocas al deslizar.

En el diseño de maquinaria agrícola o de construcción se tiene en cuenta el posible desprendimiento, no solo de rocas sino de todo tipo de materiales, que puedan producir graves lesiones en los pasajeros. Por esta razón surgen los conceptos de FOPS (*Falling object protective structures*) y ROPS (*Roll-over protective structures*) los cuáles son importantes cuando estas máquinas trabajan en ambientes de posibles peligros. Cuando la cabina del conductor es golpeada por una roca que se ha desprendido, la deformación de la propia cabina tiene que asegurar un espacio de supervivencia para el conductor, es decir, debe deformarse para soportar el golpe pero que la deformación no sea excesivamente grande para que la roca penetre dentro del habitáculo de seguridad e impacte sobre la cabeza del conductor. [19]



Figura 2.22 Estructura FOPS. [36]

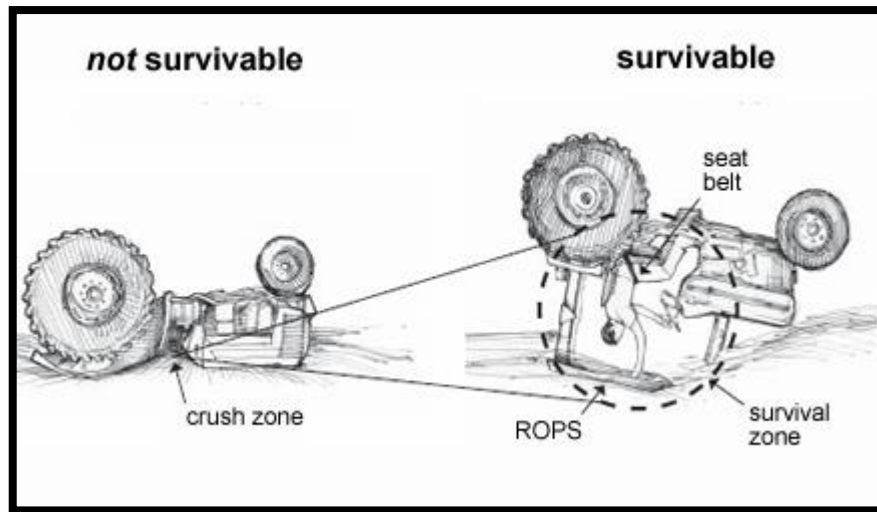


Figura 2.23 Estructura ROPS. [37]

Protección en las tuberías.

El estudio de la absorción de energía es una parte esencial en la protección ante golpes en las tuberías, ya que muchas tuberías se usan frecuentemente para el transporte de fluidos bajo altas presiones y a grandes velocidades. Este es un gran problema para la industria química y nuclear. Aunque estas tuberías están diseñadas para soportar las grandes presiones a las que trabajan, siempre se puede producir una fluctuación en la presión que dañe la tubería. Cuando una tubería se rompe, el fluido a alta presión sale por el espacio roto creando una fuerza de reacción lateral en la tubería, lo que causa una rápida aceleración y deformación. De esta forma, la tubería es un peligro para el resto de la planta. Normalmente, para solventar este tipo de problemas, el diseño incorpora un sistema anti latigazos. Este sistema incorpora la absorción de energía cinética producida por el latigazo para disiparla antes de que se rompa cualquier equipo vecino. [19]

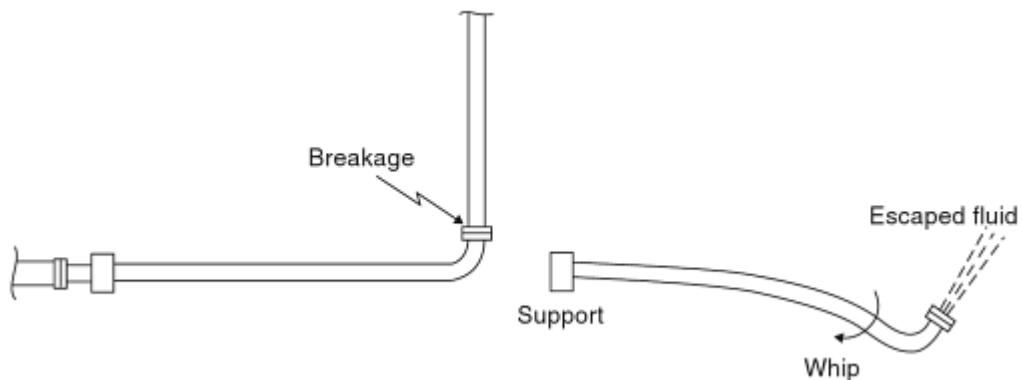


Figura 2.24 Protección frente a latigazos en tuberías. [19]

2.3 Elección del material de absorción de energía.

El diseño y análisis de estructuras para absorción de energía es muy diferente al estudio que se lleva a cabo para estructuras convencionales. Este tipo de estructuras deben soportar grandes cargas de impacto, por lo que las deformaciones y fracturas dan lugar a grandes cambios en la geometría así como en la tensión y la velocidad de deformación. Además, estas modificaciones pueden ir acompañadas de diferentes modos de deformación como puede ser la flexión o el estiramiento de la viga.

Por estas razones, la mayoría de las estructuras de absorción de energía están fabricadas de materiales dúctiles, es decir, materiales capaces de deformarse de manera sostenible sin romperse. Aceros de bajo contenido en carbono o aleaciones de aluminio son los materiales más comúnmente utilizados. Mientras que en los casos en los que se busca la reducción del peso se utilizan materiales no metálicos, como plásticos de fibra de vidrio reforzados o espuma de polímero.

2.3.1 Características generales.

Es evidente que para la elección del tipo de material del que se va a fabricar la viga hay que tener en cuenta el propósito principal de la estructura así como las circunstancias bajo las que va a estar sometida. Aunque las condiciones de diseño y selección pueden variar de forma notable de una aplicación a otra, en todos los casos se debe buscar disipar energía cinética de forma controlada o a un determinado rango. De esta forma, existen unas características generales válidas para todo tipo de aplicaciones y que pueden servir como guía. [19]

➤ *Transformación irreversible de energía*

El material debe ser capaz de convertir la mayor parte de la energía cinética, derivada de su movimiento, en energía inelástica, a través de la deformación plástica. Esto se debe a que si, por ejemplo, un vehículo impacta contra un material que absorba la energía de forma elástica, como puede ser un muelle, este se va a deformar hasta un punto de máxima deformación, que se corresponde con la imagen (a) en la Figura 2.25, donde toda esta energía elástica se almacena y acto seguido se libera, recuperando el material su forma y produciendo en el vehículo una re-aceleración, tal y como se puede apreciar en la imagen (b) de la Figura 2.25. Consecuentemente, los ocupantes recibirán una severa deceleración seguida de una aceleración, dando lugar a colisiones más peligrosas.

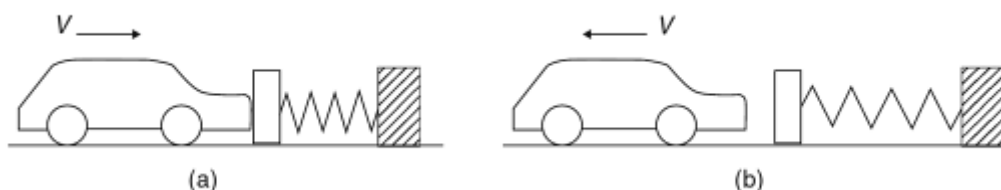


Figura 2.25 Colisión de coche contra muelle: (a) deceleración por la compresión; (b) re-aceleración por la recuperación del muelle. [19]

➤ **Limitar y mantener constantes las fuerzas de reacción.**

La máxima fuerza de reacción debida a la absorción de energía debe mantenerse por debajo de un valor límite y, de forma ideal, permanecer constante durante el proceso de deformación de la viga. El valor límite de la reacción tiene que ser el valor que llegue a producir algún tipo de daño o lesión en el ocupante. Para minimizar cualquier tipo de daño o lesión se busca mantener la reacción constante de forma que se elimine un rango excesivo de retardo del golpe.

➤ **Longitud característica del golpe.**

El trabajo hecho por una fuerza es igual a su magnitud multiplicada por el desplazamiento experimentado durante el tiempo que dura la deformación a lo largo de la línea de actuación de la fuerza. Las colisiones necesitan ser analizadas en términos de energía cinética. Para una deceleración uniforme desde una velocidad v hasta cero, se requiere una distancia igual a $\frac{v t}{2}$, y es durante esta distancia cuando la fuerza F actúa para disipar la energía cinética generada. Cuanto más tiempo se mantenga la fuerza F , menor será el daño producido a los ocupantes.

Teniendo en cuenta esta distancia, la amplitud del golpe se convierte en una parte importante para el cálculo de la eficiencia frente a absorción de energía en la estructura. En el caso estudiado en el presente proyecto, impacto en la dirección transversal de una viga biapoyada, el golpe está limitado por el diámetro en caso de tratarse de una viga con forma cilíndrica. Por lo que cuando se diseña frente a grandes impactos, se debe aumentar el diámetro del tubo o poner filas de tubos unidas que aumenten la sección transversal y de esta forma aumentar la distancia de deformación para que la disipación de energía cinética sea mayor.

➤ **Deformación estable y repetida.**

Para hacer frente a cargas de trabajo inciertas, el modo de deformación y de absorción de energía de la estructura diseñada debe ser estable y reiterado para asegurar la fiabilidad de la estructura en servicio. Por ejemplo, en el caso concreto de guardarraíles en autovías, estos pueden sufrir impactos tanto por coches como por camiones en diferentes ángulos y a diferentes velocidades. En su diseño, la máxima fuerza y la energía total debe ser disipada de forma satisfactoria para cualquier modo de colisión que tenga lugar.

2.3.2 Introducción al uso del aluminio.

El interés por el uso del aluminio en la industria del automóvil se está incrementando debido a la necesidad de las empresas por introducir estructuras cuya producción sea respetable con el medio ambiente, es decir, reducir el consumo de combustible, reducir tanto las emisiones de CO como de otros gases y aumentar el reciclaje del material.

El aluminio es capaz de reunir todas estas características, ofreciendo además significativas reducciones de peso, sin comprometer la resistencia o el rendimiento de la estructura, así como una buena protección ante la corrosión y gran capacidad de reciclado. Entre las principales ventajas del aluminio se encuentran: [38]

- **Eficiencia:** gracias a la significativa reducción de peso que supone cambiar de componentes hechos con acero a componentes de aluminio permite ahorrar en combustible y reducir las emisiones. De un 5 a un 7% de combustible se puede ahorrar por cada 10% de peso que se reduce al sustituir el acero tradicional por aluminio en vehículos. Lo que también supone un avance para la actual industria de los automóviles híbridos, puesto que una reducción del peso supone una menor necesidad de potencia de las baterías y una mayor autonomía.
- **Sostenibilidad:** el aluminio es el elemento metálico más abundante en la corteza terrestre. Además, reduce las emisiones totales de CO₂ asociadas con el cambio climático en un 20% comparado con el acero, tal y como se muestra en la figura 2.26, donde se compara tanto con las emisiones del acero como con las del magnesio durante su producción, uso y reciclaje. Por otra parte, es totalmente reciclable, con aproximadamente un 75% de las mil millones de toneladas métricas de aluminio producidas desde 1888 todavía en uso actualmente, lo cual evita 90 millones de toneladas métricas de CO₂ comparado con la producción primaria del metal.

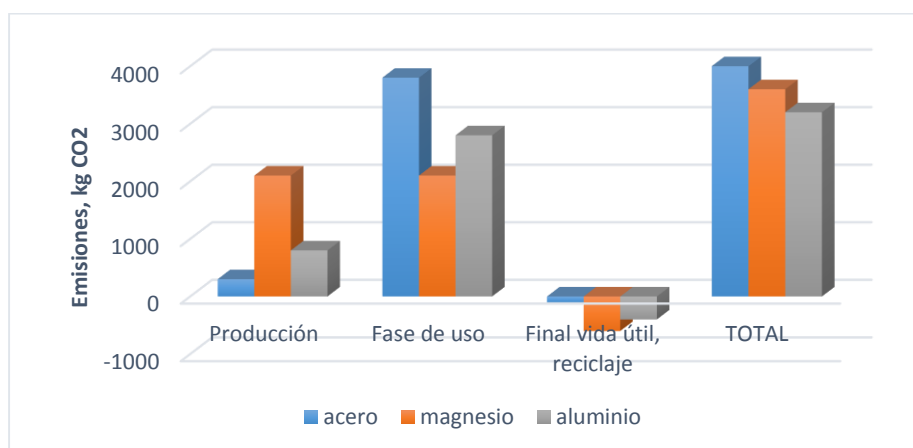


Figura 2.26 Emisiones CO₂ del acero, magnesio y aluminio [38]

- **Seguridad:** una superior capacidad de absorción de energía hace a las aleaciones de aluminio una ventaja en la seguridad de cualquier medio de transporte ante cualquier tipo de impacto frente a cualquier otro tipo de material. En comparación con el acero, el aluminio es capaz de disipar el doble de energía. Las estructuras de aluminio pueden ser diseñadas para plegarse de manera predictiva durante la colisión, lo que supone una mayor absorción de energía cinética por parte del vehículo y un menor daño y deceleración para los ocupantes del mismo. Esto se ve favorecido por la reducción de peso ya mencionada, lo que supone la posibilidad de aumentar el tamaño de los componentes de seguridad, incrementando de esta forma la longitud característica del coche, pieza clave en la absorción de energía, sin comprometer el peso del vehículo.

- **Durabilidad:** esta capacidad del aluminio, junto con su alta resistencia a la corrosión, supone un aumento en la vida útil de cualquier estructura fabricada con este material, llegando a aguantar entre 15 y 20 años en el caso de vehículos y entre 40 y 50 años en el caso de edificios. No obstante, el aluminio es lo suficientemente resistente para enfrentarse a un alto espectro de desafíos, desde pequeñas colisiones en vehículos de particulares hasta aplicaciones militares donde debe soportar duras condiciones ambientales.
- **Rendimiento:** la reducción de peso que supone la utilización del aluminio permite una mayor aceleración así como una menor distancia de frenado. Asimismo, la rigidez de las estructuras fabricadas en aluminio proporcionan un control más rápido y preciso, lo que se traduce en un mayor manejo por parte del conductor o el piloto.

Estos mayores beneficios han fomentado que las grandes industrias apuesten por el uso del aluminio en la fabricación de los diversos medios de transportes. Alrededor del 25% del aluminio producido cada año es destinado al sector del transporte. De la misma forma se apuesta por su reciclaje, ya que en Europa el 95% de la chatarra de aluminio procedente de coches antiguos es reciclada cada año.

En la industria del automóvil se prevé que el uso del aluminio siga aumentando de forma constante año tras año, tal y como se muestra en la Figura 2.27. Llegándose a utilizar en 2025 hasta 550 libras, lo que equivale a aproximadamente 250 kg para la fabricación de piezas para vehículos, según datos de *Ducker Worldwide*. Actualmente se utiliza aluminio tanto para la producción de motores como de llantas y ya se está trabajando en la producción de capós, puertas o parachoques.

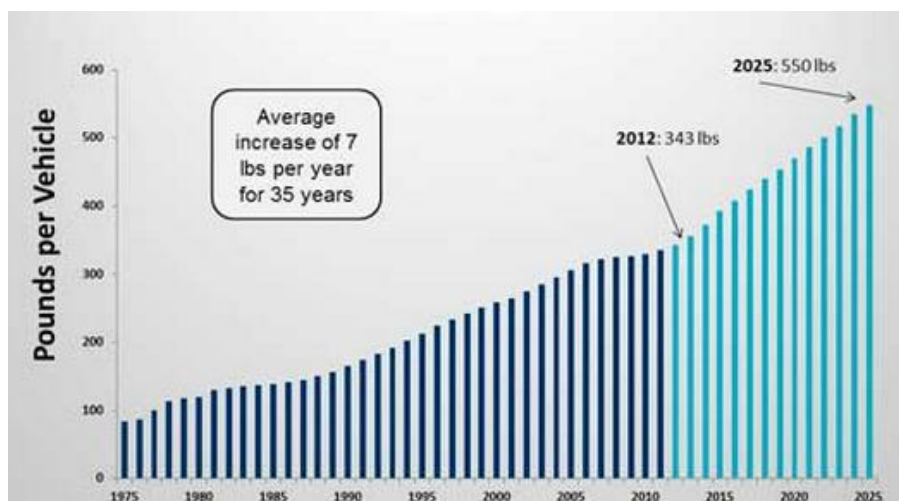


Figura 2.27 Crecimiento ininterrumpido del aluminio durante 40 años. [39]

2.3.3 Aluminio 1100- H12

El material elegido para modelizar la viga del presente proyecto es el Aluminio 1100-H12. Basándose en las investigaciones de autores como *G. Tiwari et al*, *M.A. Iqbal et al* y *N.K. Gupta et al* [11, 40, 41] que ya utilizaron este tipo de aluminio para modelizar platos

delgados y comprobar su resistencia al impacto de proyectiles por sus características frente a la absorción de energía.

La serie comercial de aluminio 1xxx representa el aluminio puro, con un mínimo de pureza del 99%, lo que limita su composición química según la tabla 2.1:

Límites composición química Aluminio 1100 (%)					
Si + Fe	Cu	Mn	Zn	Al	Otros
0.95 máx.	0.05-0.20	0.05 máx.	0.10 máx.	99.00 mín.	0.05 (cada uno) 0.15 máx. (total)

Tabla 2.1 Composición química Aluminio 1100 en porcentajes [42, 43]

Para las simulaciones es necesario seguir un modelo de daño para caracterizar la evolución o endurecimiento del material al aplicarle la tensión en el choque. Siguiendo las investigaciones de *G. Tiwari et al* [11], se va a utilizar un modelo de endurecimiento y de daño denominado Johnson-Cook. Para realizar las simulaciones se necesitarán las propiedades del aluminio 1100-H12 mostradas en la tabla 2.2.

Propiedad (unidades)	Valor
Densidad ρ (Kg/m ³)	2700
Módulo de elasticidad E (Pa)	65.76 E9
Coeficiente de Poisson ν	0.3
Límite elástico A (Pa)	148.36 E6
B (Pa)	345.51 E6
n	0.183
Velocidad de deformación de referencia $\dot{\epsilon}_0$ (s ⁻¹)	1.0
C	0.001
m	0.859
Temperatura de fusión T_{melt} (K)	893
Temperatura de referencia T_0 (K)	293
Calor específico c_p (J/kg*K)	920
Coeficiente Taylor-Quinney	0.9
d_1	0.071
d_2	1.248
d_3	-1.142
d_4	0.0097
d_5	0.0

Tabla 2.2 Propiedades aluminio 1100-H12 [11]

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1. Método Elementos Finitos

La utilización de modelos de análisis basados en elementos finitos permite la realización de ensayos antes de pasar a modelos experimentales, investigando las características principales de cada problema y prediciendo los resultados del ensayo. No sería posible pronosticar de forma efectiva el modo de deformación asociado al choque que se lleva a cabo en dicho proyecto utilizando técnicas de análisis convencional, como modelos teóricos o formulación empírica.

El método de los elementos finitos pasa de un cuerpo caracterizado por un sistema continuo a un modelo discreto. Un sistema continuo posee infinitos grados de libertad que resultan imposibles de resolver. Para facilitar la resolución es necesario discretizar el modelo, pasando a tener un número finito de grados de libertad con determinadas vinculaciones entre sí, que ya sí que son posibles resolver. A estas subdivisiones se les denomina elementos. Para la resolución, se genera un sistema de ecuaciones de cada elemento discretizado y se proporciona el estado de tensiones y deformaciones de cada uno.

Los puntos que caracterizan la vinculación de cada elemento se denominan nodos. El conjunto de todos los nodos, teniendo en cuenta sus interacciones de adyacencia, se denomina malla, que es la base de la discretización del dominio. [44] Este proceso de discretización se puede ver en la Figura 3.1.

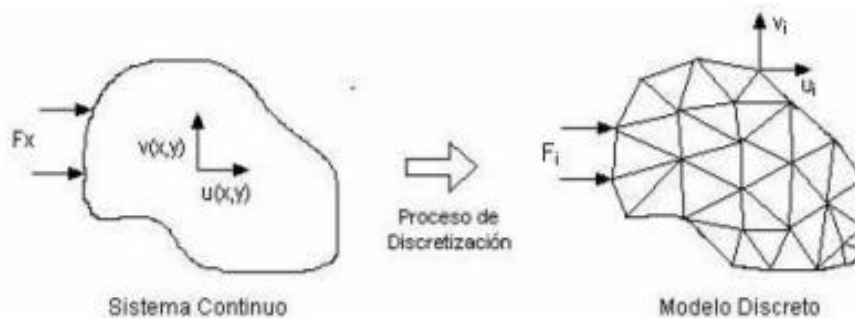


Figura 3.1 Discretización de un sistema continuo. [44]

El cálculo de ensayos de impacto debe realizarse haciendo uso de dicho proceso de discretización en el espacio. [3] Una vez discretizado el sólido, para poder estudiar su comportamiento es necesario hacer uso del principio de los trabajos virtuales junto con la primera ley de la termodinámica. De esta forma se podrán obtener las condiciones generales de equilibrio.

El principio de los trabajos virtuales establece que el trabajo realizado por las fuerzas externas sobre el sólido para realizar un desplazamiento virtual debe ser igual al trabajo realizado por las fuerzas internas, tal y como se muestra en la ecuación 3.1. [45]

$$W_e = \sum_{i=1}^n F_i \delta_i = W_i = \int_V \left(\sum_{i,j} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} \right) dV \quad (3.1)$$

Aplicando a esta ecuación la primera ley de la termodinámica con los términos de potencia cinética y potencia introducida ya desarrollados, queda de la siguiente forma:

$$\int_V \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dV = \oint_S t_i \dot{u}_i dS + \int_V \rho b_i \dot{u}_i dV - \int_V \rho \dot{u}_i \frac{\partial \dot{u}_i}{\partial t} dV \quad (3.2)$$

Donde la potencia deformativa es igual a la potencia introducida menos la potencia cinética. La deformación del sólido debe escribirse como incremento temporal de deformación, por lo que se sustituye en la anterior ecuación como $D_{ij} = \{\nabla_i^s \dot{u}_j\}_S$, quedando de la siguiente forma:

$$\int_V \sigma_{ij} \nabla_i^s \dot{u}_j dV = \oint_S t_i \dot{u}_i dS + \int_V \rho b_i \dot{u}_i dV - \int_V \rho \dot{u}_i \frac{\partial \dot{u}_i}{\partial t} dV \quad (3.3)$$

Ahora es necesario desarrollar una aproximación polinómica del campo continuo de desplazamientos $u_j(x, y, z)$. De la misma forma se procedería con el campo de velocidades $\dot{u}_j(x, y, z)$. Para ello se utiliza la conocida como función de forma, que se trata de una función polinómica normalizada.

$$u_j(x, y, z) = N_{jk}(x, y, z) U_k \quad (3.4)$$

La función $N_{jk}(x, y, z)$ actúa sobre un dominio acotado Ω_e , que se compone de los elementos finitos anteriormente discretizados. De esta manera se pueden aproximar los campos de desplazamientos, velocidades y aceleraciones mediante la valoración de sus respectivas magnitudes $U_k, \dot{U}_k, \ddot{U}_k$ en los nodos pertenecientes al dominio Ω_e .

Igualmente, es posible aproximar el campo de las deformaciones sobre el dominio acotado utilizando dicha aproximación de los desplazamientos como se comprueba en la ecuación 3.5.

$$e_{ij} = \nabla_i^s \dot{u}_j = \nabla_i^s N_{jk} U_k \quad (3.5)$$

Es necesario aplicar esta discretización mediante la función de forma al principio de los trabajos virtuales enunciado anteriormente en la ecuación 3.3, quedando la siguiente ecuación de equilibrio de potencias:

$$\left[\int_V \sigma_{ij} \nabla_i^s N_{jk} dV \right]_{\Omega_e} \dot{U}_k|_{\Omega_e} = \left[\oint_S t_i N_{ik} dS + \int_V \rho b_i N_{ik} dV - \int_V \rho N_{ki} N_{ij} \ddot{U}_j dV \right]_{\Omega_e} \dot{U}_k|_{\Omega_e} \quad (3.6)$$

De esta ecuación se puede eliminar la velocidad \dot{U}_k , ya que la igualdad se cumplirá para cualquier valor de esta. Por lo tanto el equilibrio se resume en: $f_k^{int} = f_k^{ext} - f_k^{mas}$

El problema de estudio es no lineal por las grandes deformaciones por las que se ve afectado. Al poseer grandes deformaciones, las ecuaciones de equilibrio son necesarias plantearlas sobre el modelo final y no sobre la geometría inicial. Además se establece una relación no lineal entre tensiones y deformaciones.

Tanto la aproximación de los desplazamientos o velocidades como de las funciones de forma se realiza de forma independiente. Se establece un incremento de tiempo para que la solución avance siguiendo la ecuación 3.7: [3]

$$t_{n+1} = t_n + \Delta t_{n+\frac{1}{2}} \quad (3.7)$$

A partir de aquí es necesaria la utilización del método explícito, permitiendo obtener la solución en el instante t_{n+1} a través de valores en anteriores instantes, sin necesidad de resolver ecuaciones algebraicas.

3.1.1. Método explícito

La utilización de técnicas explícitas es una buena aproximación para la resolución de problemas de impactos ya que se trata de procesos que ocurren en pequeños intervalos de tiempo donde se dan fuertes no linealidades. Necesitando además de ecuaciones constitutivas para caracterizar el proceso de deformación y rotura del material. Una ventaja importante que presenta este tipo de algoritmo es el cálculo del modelo elemento a elemento, sin necesidad de plantear sistemas de ecuaciones globales acopladas, lo que permite el cálculo en paralelo ahorrando tiempo computacional. [46]

Para utilizar dicho método es necesario elegir primeramente un incremento de tiempo (Δt), a partir del cual se establecen las ecuaciones dinámicas en el instante t_n para, posteriormente, poder obtener las variables u_{n+1} , como se puede ver en la ecuación 3.8 y 3.9. [3]

$$u_{n+1} = u_n + \dot{u}_{n+\frac{1}{2}} \Delta t \quad (3.8)$$

$$\dot{u}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{u}_n \Delta t \quad (3.9)$$

De la anterior ecuación es desconocido el valor de la aceleración, que es posible calcularlo integrando el modelo en el instante t_n . Considerando un nodo genérico A y empleando masas concentradas, la aceleración se calcula como sigue:

$$\ddot{u}_n^A = \frac{1}{m_A} \left(\sum_{i=1}^{k_A} \int_{\Omega_{At}} B^T \cdot \sigma dV + F_{ext}^A \right) \quad (3.10)$$

En dicha ecuación 3.10, el sumatorio de fuerzas internas del nodo A se extiende a los k_A elementos finitos Ω_{At} asociados a este nodo. De esta forma el cálculo se realiza elemento a elemento de forma independiente, sin necesidad de ensamblar ni resolver un sistema global de ecuaciones, evitando el uso de matrices de coeficientes globales como se ha comentado anteriormente. [47]

3.2. Ecuación constitutiva. Modelo de Johnson- Cook

Una ecuación constitutiva es aquella que representa el comportamiento termomecánico de un material bajo distintas condiciones de carga. A través de esta ecuación se obtiene la tensión en función de diferentes variables características del problema como pueden ser la deformación, la velocidad de deformación o la temperatura. [48]

En el presente proyecto, la ecuación constitutiva que rige el comportamiento del aluminio es el modelo de Johnson- Cook. [44, 48-50] Se trata de un modelo mecánico desarrollado en la década de 1980 para el estudio de problemas de impactos, penetración balística o detonaciones explosivas. Desde entonces se ha probado su eficacia en numerosas

investigaciones de laboratorios nacionales, militares e industria privada para el estudio de problemas con grandes deformaciones. Muchos software de simulación mediante el método de los elementos finitos incluyen este modelo por la forma sencilla de su ecuación constitutiva así como la disponibilidad de las constantes utilizadas en las ecuaciones para un amplio número de materiales. [49]

El modelo de Johnson-Cook sigue un endurecimiento de tipo isotrópico donde el límite elástico estático se define como:

$$\sigma^0 = \left[A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n \right] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (3.11)$$

Donde:

- A es el límite elástico a temperatura ambiente para baja velocidad de deformación
- B y n indican el efecto del endurecimiento por deformación
- $\bar{\epsilon}^{pl}$ es el límite plástico equivalente
- $\hat{\theta}$ muestra la temperatura adimensional
- m expresa la sensibilidad del material frente al cambio de temperatura

La temperatura adimensional utilizada en la ecuación anterior es necesario definirla en función de la temperatura de fusión ($\theta_{fusión}$) y la temperatura de referencia (θ_0).

$$\hat{\theta} \equiv \begin{cases} 0 & \text{para } \theta < \theta_0 \\ \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{fusión} - \theta_0} & \text{para } \theta_0 \leq \theta \leq \theta_{fusión} \\ 1 & \text{para } \theta > \theta_{fusión} \end{cases} \quad (3.12)$$

La temperatura de referencia se define como la temperatura igual o inferior a la necesaria para que no exista dependencia del límite elástico con la temperatura. Los parámetros del material deben medirse a una temperatura igual o por debajo de esta temperatura de referencia.

Para una temperatura por encima de la de fusión, el material pasará a un estado líquido, por lo que su límite elástico estático debe valer 0, por esta razón $\hat{\theta}$ es igual a 1.

La fórmula constitutiva de este modelo utiliza dos términos independientes para definir la tensión equivalente de Von Mises, tal y como se puede ver en la ecuación 3.13. El primer término engloba tanto la dependencia de la tensión con el endurecimiento por deformación plástica, como la variación con la temperatura. El segundo término hace referencia a la sensibilidad ante la velocidad de deformación ($\dot{\epsilon}^{pl}$).

$$\bar{\sigma} = \sigma^0(\bar{\epsilon}^{pl}, \theta) R(\dot{\epsilon}^{pl}) \quad (3.13)$$

El término de la velocidad de deformación es necesario estudiarlo en función del valor de la velocidad de deformación plástica, tal y como se describe a continuación.

$$R \equiv \begin{cases} 1 & \text{para } \dot{\epsilon}^{pl} < \dot{\epsilon}_0 \\ 1 + C \ln \left(\frac{\dot{\epsilon}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) & \text{para } \dot{\epsilon}^{pl} \geq \dot{\epsilon}_0 \end{cases} \quad (3.14)$$

Donde:

- C indica la sensibilidad a la velocidad de deformación
- $\dot{\epsilon}_0$ es la velocidad de deformación de referencia característica del material

De esta forma, la tensión equivalente de Von Mises se expresaría de la siguiente manera:

$$\bar{\sigma} = \left[A + B(\bar{\epsilon}^{pl})^n \right] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] (1 - \hat{\theta}^m) \quad (3.15)$$

3.2.1. Criterio de daño dinámico de Johnson-Cook

Para poder reproducir de forma exacta el colapso del material durante la simulación del impacto, es necesario definir el criterio de fallo que ha de seguir el material. Este criterio complementa al modelo de endurecimiento por plastificación comentado anteriormente.

Para representar la fractura del material durante un ensayo de impacto se utilizan expresiones establecidas en función de la acumulación de daño, que se mide teniendo en cuenta la energía plástica o la deformación plástica equivalente.

El criterio de acumulación de daño progresivo de Johnson-Cook se basa en la deformación plástica equivalente en los diferentes elementos de integración. [44, 48-50] Se establece que la fractura ocurre cuando el parámetro de acumulación de daño w es igual a la unidad. Dicho parámetro es adimensional y se define como:

$$w = \sum \left(\frac{\Delta \bar{\epsilon}^{pl}}{\bar{\epsilon}_f^{pl}} \right) \quad (3.16)$$

Donde:

- $\Delta \bar{\epsilon}^{pl}$ indica el incremento de la deformación plástica equivalente acumulada
- $\bar{\epsilon}_f^{pl}$ expresa la deformación de fallo crítica

La deformación de fallo crítica es una función de la velocidad de deformación plástica, la temperatura y la tensión, tanto hidrostática como de Von Mises, tal y como se muestra en la siguiente expresión:

$$\bar{\epsilon}_f^{pl} = \left[d_1 + d_2 \exp \left(d_3 \frac{\sigma_H}{\bar{\sigma}} \right) \right] \left(1 + d_4 \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right) \left(1 + d_5 \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta - \theta_{fusión}} \right) \right) \quad (3.17)$$

Donde:

- σ_H define la tensión hidrostática del material
- $\bar{\sigma}$ es la tensión de Von Mises
- d_1, d_2, d_3, d_4 y d_5 son constantes dependientes de las características del material

Al igual que pasaba con el modelo de endurecimiento comentado anteriormente, tanto el término de temperatura como el término de velocidad de deformación dependerán del estado del material.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 Configuración del ensayo

Se deben establecer las condiciones en las que se van a simular las vigas a flexión en el software *Abaqus*, de tal forma que todas trabajen en las mismas condiciones de diseño. Se entiende por condiciones de diseño las características geométricas del ensayo. De esta acotación se deja libre el valor del espesor así como la altura y la anchura de la viga, puesto que dichos valores van en función de la geometría del modelo de viga elegido, para que este no supere un peso máximo establecido de 1 kg.

Para poder realizar las simulaciones se deben definir las propiedades del cilindro que hace las funciones de impactador. A pesar de tener un diámetro y velocidad inicial predefinida, se debe establecer la masa que posee dicho cilindro. Para establecer esta masa se elige un valor que una viga estándar de sección cuadrada es capaz de soportar sin sufrir una deformación excesiva. Por ello se debe estudiar el proceso de deformación, el máximo desplazamiento de la viga y el tiempo de impacto para diferentes magnitudes.

Finalmente, se deben establecer los datos que se van a comparar de cada uno de los modelos para llegar a una viga final que satisfaga todos los criterios necesarios para un buen comportamiento frente a la absorción de energía, los cuáles se han comentado en los capítulos anteriores. Para comprobar que estos resultados están calculados en las mismas condiciones y que son lo más precisos posibles, es necesario estudiar la convergencia de la malla respecto a los resultados obtenidos para una viga estándar de sección cuadrada. Con este estudio se consigue el tamaño mínimo de celdas que debe poseer el mallado del modelo para considerar válidos los resultados obtenidos, y de esta forma poder comparar todos los modelos entre sí.

4.1.1 Características geométricas

El ensayo presenta unas características geométricas predefinidas. Entre ellas se encuentran la longitud de la viga o el diámetro del cilindro que hace las funciones del objeto que choca contra el modelo. La longitud de la viga no puede superar un valor de 300 milímetros de largo, esta magnitud se utiliza como valor predeterminado puesto que es el caso más extremo ante flexión, debido a que cuanto más corta sea la viga menor deformación sufre, ya que la distancia respecto a los apoyos es menor. El diámetro del impactador será de 60 milímetros, impactando en la sección media de la viga. Dicho cilindro es necesario separarlo unos centímetros de la estructura para que al realizar la simulación no lleve a errores al comenzar pegado a la viga.

Para generar la viga biapoyada se utilizarán dos apoyos cilíndricos infinitamente rígidos, del mismo diámetro que el impactador, que restringen el desplazamiento de los extremos de la viga en dirección Y, pero sí permiten el deslizamiento en el eje X y Z así como el giro en cualquier eje. La elección de utilizar cilindros como apoyos y como percutor se basa en los estudios dinámicos de flexión en tres puntos de vigas, como los realizados por autores como *Milan Batista, David Reyero, Inés Iváñez o Son Phu Mai*. [4, 51-53]

Al contacto del modelo con dichos apoyos se le establece un coeficiente de rozamiento de 0,1 para restringir de cierta forma el movimiento horizontal. Dichos apoyos es necesario separarlos de los extremos del modelo para permitir un mínimo de distancia de deslizamiento cuando ocurra la flexión. Por ello se utiliza una separación de 30 milímetros, que coincide con el radio de los cilindros.

Con todas estas limitaciones, el modelo queda de la forma que se puede ver en la Figura 4.1, donde se ha utilizado un modelo estándar de viga de sección cuadrada para poder acotar las longitudes. Este modelo es el que se utiliza para el estudio de la masa óptima y la convergencia de la malla.

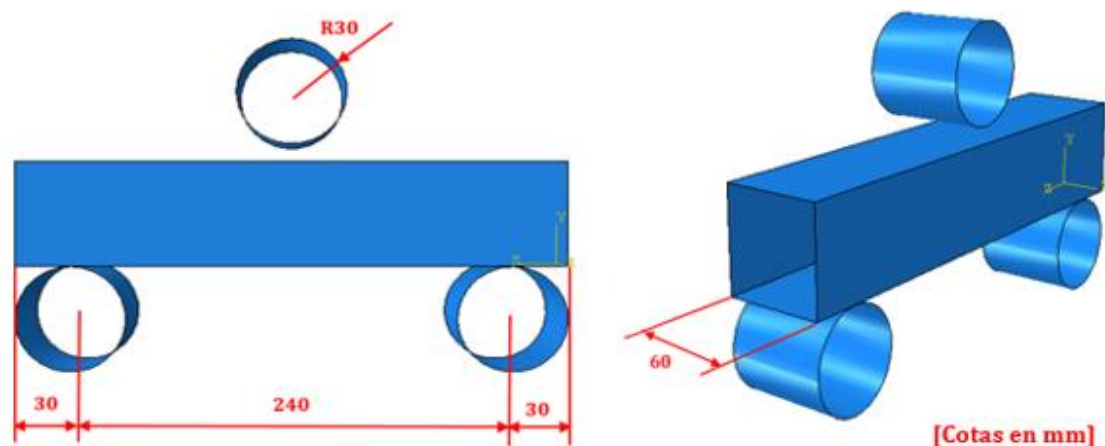


Figura 4.1 Acotaciones del ensayo

4.1.2 Propiedades del objeto que impacta

Para representar el objeto en movimiento que impacta contra la viga y que, por tanto, posee la energía cinética que debe absorber el modelo, es necesario establecer su velocidad y su masa. La velocidad es una magnitud que se establece como condición inicial del presente proyecto, con un valor de 10 m/s en sentido negativo del eje vertical (Y). Pero la masa es necesario definirla en función de las características del modelo, ya que la magnitud de dicha variable tiene influencia sobre la energía cinética del impacto y, por ende, en la energía plástica. También condiciona el tiempo de impacto, las magnitudes de las reacciones o el desplazamiento máximo de la viga.

Se debe establecer una masa inicial que la viga sea capaz de soportar, manteniendo este valor constante en los posteriores modelos. Esta masa inicial es aquella que la viga es capaz de soportar sin llegar a sufrir inestabilidades o deslizamientos bruscos sobre los apoyos como lo sucedido en la Figura 4.2. Por lo que a pesar de que el modelo pueda frenar un impacto con una masa mayor, se elige una masa menor para que se pueda optimizar la deformación sin necesidad de llegar a sufrir este tipo de inestabilidades. Esta elección se lleva a cabo a través de pruebas de ensayo y error puesto que es necesario evaluar visualmente el deslizamiento que sufre la viga sobre los apoyos.

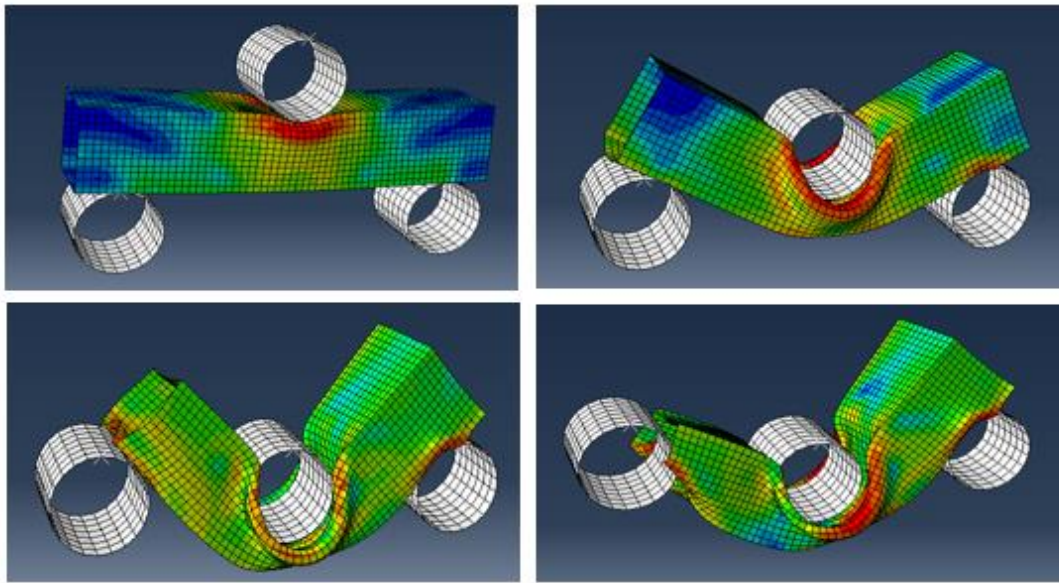
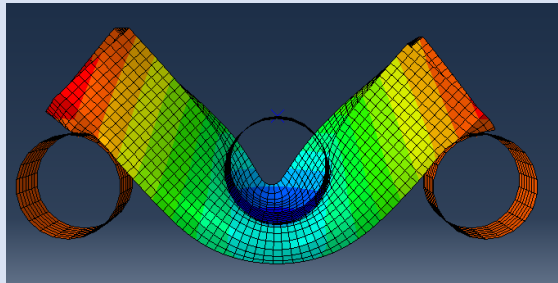


Figura 4.2 Inestabilidad por deslizamiento excesivo de la viga sobre el apoyo.

El modelo que se utilizará para realizar el cálculo de la masa máxima es una viga de sección cuadrada, por tratarse de un modelo sencillo pero a la vez resistente frente a impactos de flexión. Para que el modelo resista lo máximo posible se establecerá un espesor tal que haga el peso lo más cercano posible al límite establecido de 1 kg.

Después de realizar varios cálculos iniciales, viendo como el modelo aguanta masas de más de 200 kg, se llega a las pruebas finales con unas masas comprendidas entre 250 kg y 300 kg, de las que es necesario elegir el valor de masa óptima. Dichas pruebas se muestran en la tabla 4.1 donde se presentan los datos de la masa, deformación, tiempo que tarda en frenar el impacto y la imagen de cómo queda la viga tras el impacto.

Tabla 4.1 Pruebas finales para la optimización del valor de la masa del impactador

Masa (Kg)	Flecha máxima (cm)	Tiempo de ensayo (s)	Modo de deformación
250	7,67	0,022	

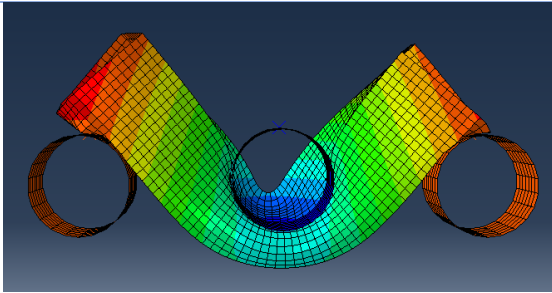
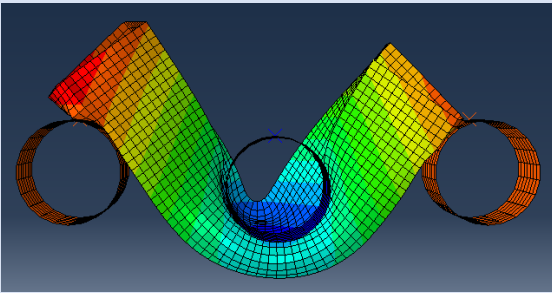
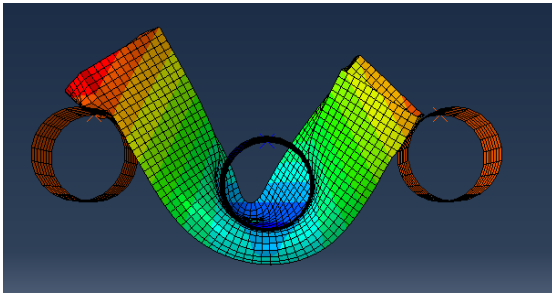
260	8	0,024	
275	9,27	0,027	
300	10	0,028	

Tabla 4.1 Pruebas finales para la optimización del valor de la masa del impactador

A la vista de estos resultados y las imágenes de cómo se deforma la viga para cada masa, se llega a la conclusión de que la magnitud de masa óptima son 260 Kg. Con esta masa no se llega a obtener tanta inestabilidad por deslizamiento como en el caso de la masa de 275 Kg, por lo que a la hora de variar la geometría se espera que se deforme mejor evitando inestabilidades.

4.1.3 Convergencia de la malla

Para asegurar la exactitud de los resultados que se obtienen en las simulaciones, es necesario realizar un estudio del tamaño de malla mínimo necesario para que los valores de los resultados converjan, es decir, a pesar de disminuir el tamaño de cada celda los resultados que se obtienen no difieren de manera significativa respecto de un tamaño mayor de celda. Este análisis ahorra tiempo de computación al descartarse tamaños de malla excesivamente pequeños, que no aportan resultados igual de fiables que los que se obtienen para tamaños de celda mayor.

Los resultados que se utilizan para el estudio de la convergencia de la malla son la deformación máxima que sufre la viga así como la gráfica de las reacciones obtenidas en el apoyo respecto del tiempo. Estos dos datos son los principales que se analizarán a la hora de determinar la optimización final de la estructura del presente proyecto. Se busca que

ambos resultados sean lo más exactos posibles ya que son los que se utilizan para medir la gravedad del golpe y la capacidad de la estructura frente a la absorción de energía durante un impacto.

Se comienza por un tamaño de celdas de aproximadamente 5 milímetros de lado, el cual se disminuirá progresivamente hasta obtener la convergencia. Se estudia primero la deformación máxima que sufre la viga en la parte inferior, obteniendo los resultados que se muestran en la tabla 4.2 a continuación:

tamaño de celda (m)	Flecha máxima (cm)
0.0049	8.47
0.004	7.34
0.0035	7.5
0.003	7.5
0.0029	7.54
0.0027	7.65
0.0025	7.6

Tabla 4.2 Desplazamiento en función del tamaño de celda

Con los valores obtenidos, se comprueba cómo los resultados comienzan a estabilizarse para una malla con celdas cuadradas de aproximadamente 3 milímetros de lado. Esta convergencia se aprecia mejor en la gráfica de la figura 4.3.

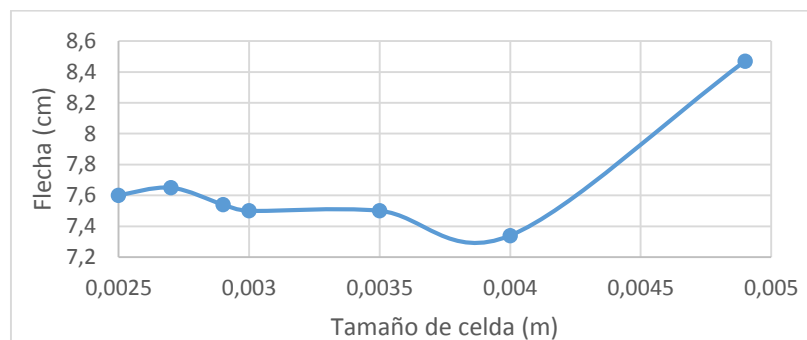


Figura 4.3 Gráfica flecha máxima en función del tamaño de celda

En esta gráfica se constata cómo las variaciones entre los resultados que se obtienen para un tamaño de malla de 3.5 milímetros y 2.5 milímetros son del orden de un 1% mayores, lo que no es útil comparado con el aumento significativo que sufre el tiempo de computación para tamaños de malla menores a los 3 milímetros debido al alto número de celdas.

Pero como se ha comentado anteriormente, para establecer la convergencia es necesario comprobar cómo se comporta la gráfica de las reacciones obtenidas en los apoyos del modelo en función del tiempo de ensayo, que se presenta en la figura 4.4. Para esta gráfica, se excluyen los tamaños de malla mayores a 3.5 milímetros, que en la tabla 4.2 se establece que sus resultados no son exactos.

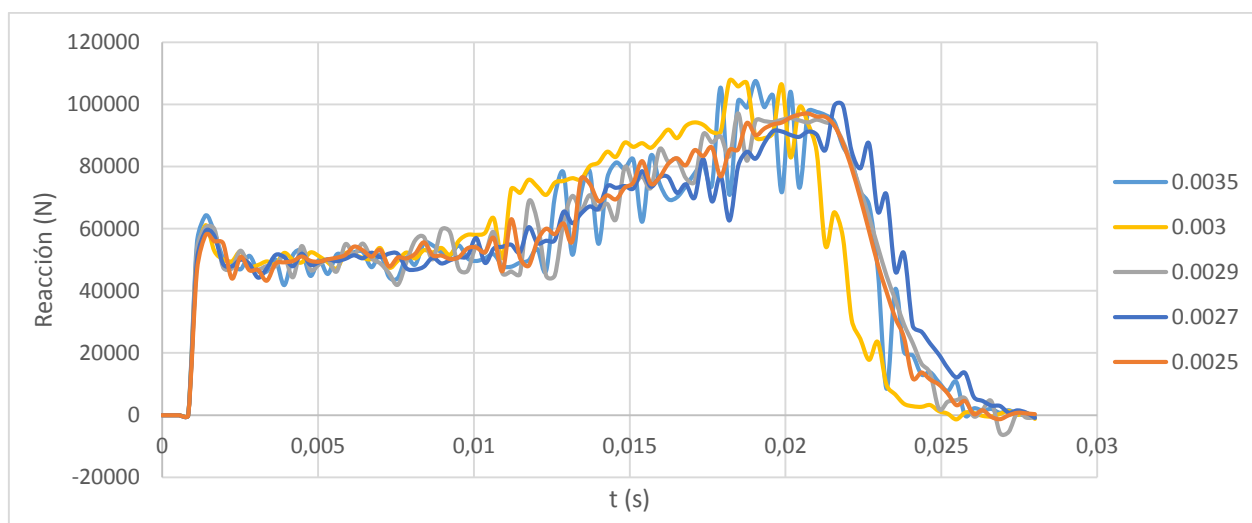


Figura 4.4 Gráfica de las reacciones en los apoyos para diferentes tamaños de celda

En la gráfica mostrada, se diferencian 2 curvas que difieren del resto para tiempos superiores a los 0.02 segundos, las que corresponden a tamaños de malla de 0.003 y 0.0027 m. Eliminando estas dos líneas del gráfico se estudian mejor las diferencias entre las 3 curvas restantes.

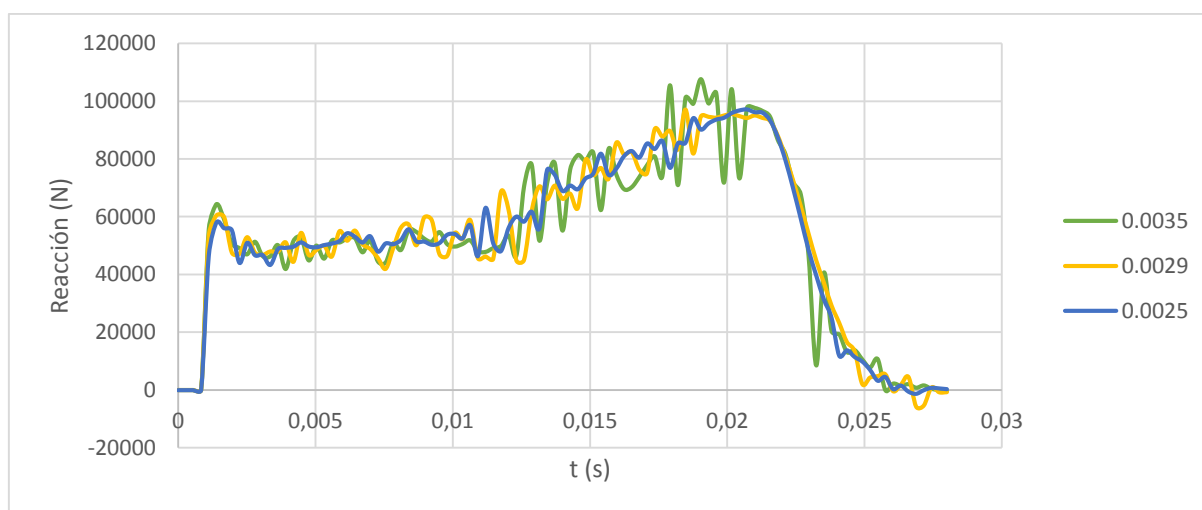


Figura 4.5 Gráfica reacciones en los apoyos para tamaños de celda finales

Un tamaño de malla muy refinado presenta pocas fluctuaciones y resultados, a priori más exactos, pero conlleva un tiempo computacional alto. Aceptando ciertas fluctuaciones a lo largo del estudio y haciendo uso de la gráfica mostrada en la Figura 4.5, se establece como tamaño de malla óptimo un valor de 0.0029 m. Este valor no depende del área ni de la geometría del modelo que se vaya a utilizar, por lo que, a pesar de que dependiendo del tamaño del modelo se obtenga un mayor número de nodos que para otros tamaños menores, la veracidad de los resultados irá en función de este tamaño de celda y no del número de nodos que presente la estructura.

De dichos resultados que se obtengan de cada una de las estructuras, se analizarán principalmente dos de ellos: desplazamiento máximo o flecha, mostrado en la Figura 4.6, y curva de fuerzas de reacción en los apoyos respecto del tiempo de ensayo. Además, se deberá estudiar el modo de plegado que presenta cada estructura, ya que ciertas

deformaciones, como desplazamientos de una placa lateral hacia el exterior sin formar pliegues, deberán ser evitados. Se excluye el estudio de la energía cinética ya que todo modelo que consiga frenar el golpe lo hará absorbiendo toda esta energía cinética, la manera de ver si lo absorbe de forma segura será a través de la curva de reacciones en los apoyos. Esto es así porque es esta fuerza que aparece en los apoyos la que va a llegar al habitáculo de seguridad y, por ende, a los pasajeros en el caso de un vehículo.

También se excluye el estudio de la velocidad del impacto ya que se busca que el cilindro que impacta llegue a cero, los modelos que no consigan esta deceleración se descartarán. Derivada de esta velocidad de impacto es el tiempo de ensayo, el cuál sí que se va a estudiar, pero haciendo uso de la curva de las reacciones en los apoyos mencionada anteriormente ya que a pesar de que el cilindro se detiene, las placas de la viga siguen transmitiendo esfuerzos a los apoyos, que son necesarios contabilizar.

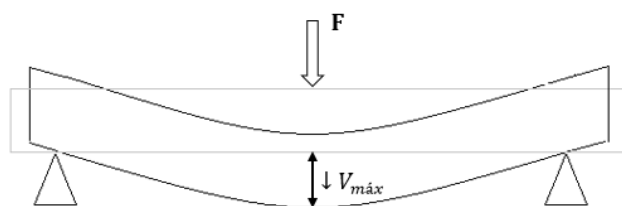


Figura 4.6 Flecha máxima de la viga

4.2 Resultados de las simulaciones

Se comienza simulando modelos estructurales de secciones con geometrías sencillas: cuadradas, rectangulares, circulares y triangulares. A estas hay que sumarles otro modelo, las secciones de doble T, tomado de la geometría que normalmente presentan los pilares utilizados en la construcción de edificios y que se usan por su gran resistencia a flexión. Junto a estas, otro tipo de sección conocidas como secciones sándwich, muy usadas en absorción de energía con materiales compuestos.

Se estudiarán todas las estructuras por separado, mejorando cada una de ellas individualmente para elegir un modelo, el que se considere más óptimo, para cada sección. De esta forma se llegará al final con varias estructuras ya optimizadas, válidas como elementos estructurales de absorción de energía, para compararlas entre sí y elegir un modelo final.

4.2.1 Sección cuadrada

Se comienza simulando una estructura sencilla, anteriormente utilizada para el estudio de la masa óptima que debe llevar el impactador, como es un prisma de sección cuadrada de lado 6 centímetros. Se estudia cómo afecta la variación del espesor en la estructura. Se espera que al disminuir el espesor, la estructura sea menos rígida y el valor de las reacciones sea menor. A su vez la viga se deforma más, por lo que el tiempo de ensayo aumenta.

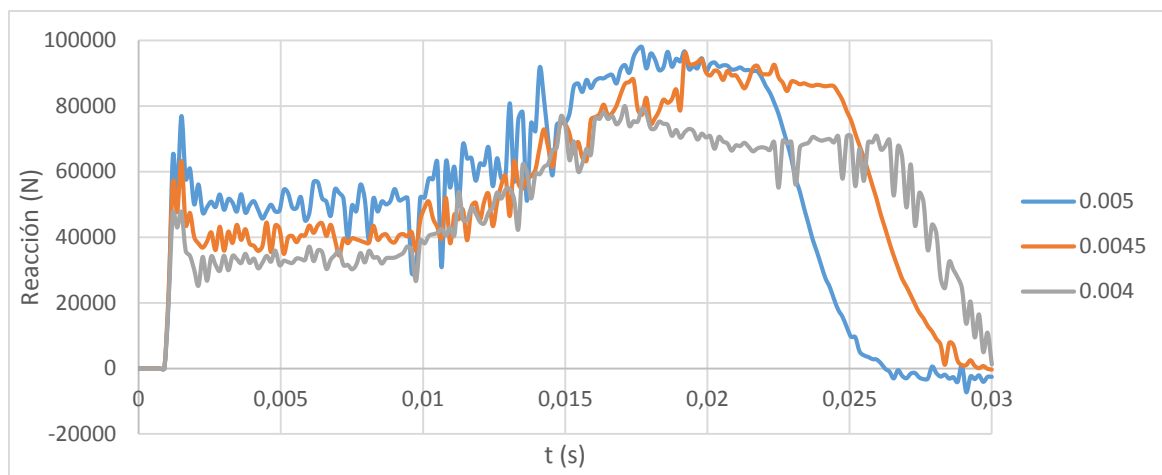


Figura 4.7 Variación del espesor en sección cuadrada

Como era de esperar, el menor espesor posible, sin que la viga deslice por los apoyos, es el que aporta unos valores menores de las reacciones así como un tiempo de ensayo mayor, acercándose más a los valores ideales que se buscan para mantener la seguridad estructural. Esto se debe a que, al disminuir la rigidez estructural, la deformación de la viga aumenta y es posible frenar el golpe de forma más progresiva y disminuyendo la fuerza que llega a los apoyos.

A este modelo se le introducen diferentes arriostramientos en su interior, que hagan que la estructura se deforme de una forma más óptima, obteniéndose menor valor de flecha que el que se consigue en la sección cuadrada sencilla.

Los tipos de secciones que se van a probar serán los que se muestran en la Figura 4.8. En los tres últimos tipos, las barras son equidistantes.

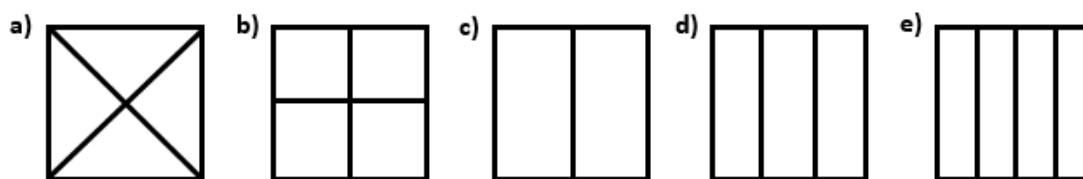


Figura 4.8 Diferentes modelos de sección cuadrada: a) triangulada b) en cruz c) 1 barra d) 2 barras e) 3 barras

De todos estos tipos se compara especialmente la curva de fuerzas generadas en los apoyos. La flecha máxima que se obtiene varía 2 centímetros aproximadamente entre unos casos y otros, es decir, no existe ningún caso que sufra deformaciones excesivas, así como ninguno que posea una flecha muy pequeña.

En la gráfica mostrada en la Figura 4.9 se comparan primero los modelos del cuadrado triangulado y el triángulo en cruz, para posteriormente en la Figura 4.10 exponer la comparación de los restantes. En todos los modelos se elige el menor espesor posible, ya que se ha demostrado anteriormente en la Figura 4.7 que posibilita menores reacciones y mayor tiempo de ensayo.

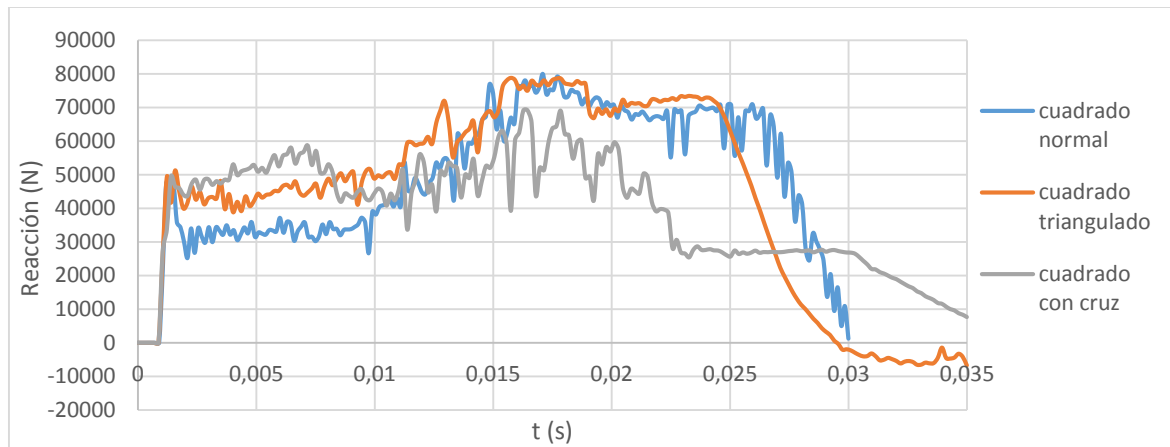


Figura 4.9 Comparación de las reacciones del cuadrado normal, triangulado y con cruz.

Analizando la gráfica de la Figura 4.9, los 3 modelos poseen unos valores prácticamente iguales en el pico de la reacción de los primeros instantes del golpe. Posteriormente, es el cuadrado con cruz el que posee unos valores medios menores de las fuerzas en los apoyos, así como un mayor tiempo de ensayo. La parte mala de este modelo son las excesivas fluctuaciones que posee. Se descarta el modelo triangulado, debido a que las reacciones medias son mayores que las que posee el modelo inicial y, además, el tiempo de ensayo es menor, por lo que la deceleración será mayor, cosa que no es aceptable desde el punto de vista de la seguridad.

En cuanto a las deformaciones máximas, ambos modelos se mantienen en 9.3 centímetros en el caso de la viga triangulada y 9.7 centímetros en el caso del cuadrado con cruz. Estos valores son muy aproximados, en vista de lo cual se mantiene el cuadrado con cruz y se descarta la viga triangulada.

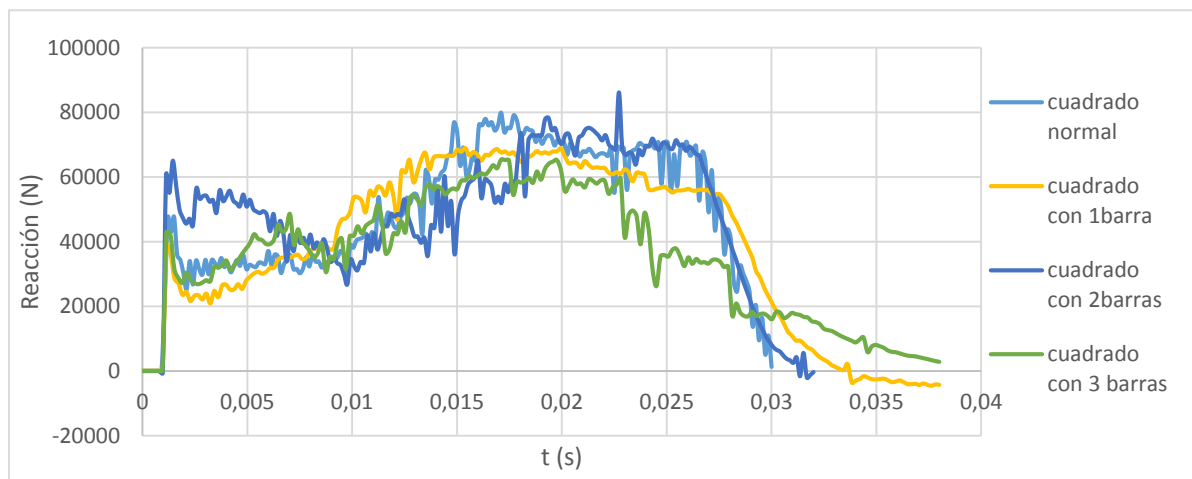


Figura 4.10 Comparación de las reacciones del cuadrado normal, con 1, 2 y 3 barras.

De las 3 estructuras que quedan por comparar con el cuadrado inicial, se ve en la Figura 4.10 cómo el modelo de 2 barras se puede descartar desde un principio por el pico que se aprecia en los primeros instantes del golpe, ya que la fuerza es de 20 kN mayor que la obtenida para los otros modelos, algo que podría acarrear lesiones severas en los

ocupantes. El modelo de 3 barras, a pesar de poseer unos valores mayores de las reacciones en los primeros instantes del golpe, luego se reducen respecto a los otros casos, parando el impacto en un tiempo mayor. El valor de la flecha máxima del modelo de 3 barras y de 1 barra es, respectivamente, 11.4 y 11.2 centímetros. Al ser valores prácticamente iguales, se concluye, por la gráfica de las reacciones, que el modelo óptimo de los 4 comparados es el cuadrado que contiene 3 barras.

Una vez descartados 3 modelos de los 5 simulados, se pueden comparar los casos elegidos entre sí junto con el modelo inicial.

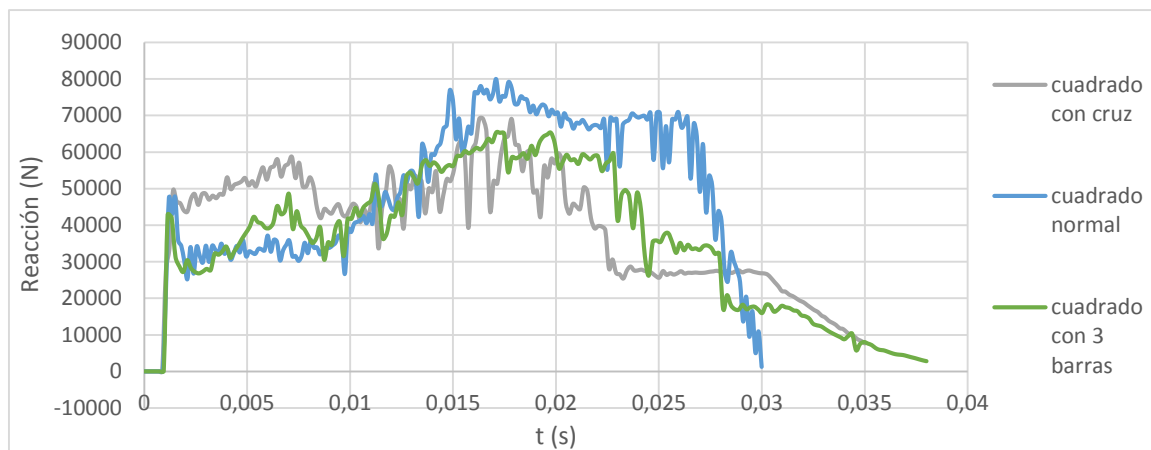


Figura 4.11 Comparación de las reacciones cuadrado con cruz, normal y 3 barras

Los cambios en la geometría de la sección se llevan a cabo para reducir las reacciones y aumentar el tiempo que tarda la viga en frenar el impacto, así como disminuir la deformación máxima en la medida de lo posible. Entre el modelo con cruz y el modelo con 3 barras existe una diferencia de 2 centímetros de flecha máxima, por lo tanto, no existen grandes diferencias entre ellos para elegir uno por el valor de esta deformación. En la Figura 4.11 se comprueba como los objetivos de reducir reacciones y aumentar tiempo de ensayo se consiguen con cualquiera de las dos estructuras elegidas. En el caso del cuadrado con 3 barras, las reacciones en los primeros instantes del impacto son menores y las fluctuaciones durante el tiempo restante también son menores, por ello se concluye que esta geometría es la óptima frente a absorción energía de forma segura para este tipo de sección.

4.2.2 Sección rectangular

En este punto se utilizarán geometrías rectangulares para construir la estructura. Para ello se mantendrá la anchura del modelo constante con un valor de 6 cm, variando tan solo la altura y el espesor de las placas que formen la estructura. Se comenzarán simulando tres secciones de 5, 7 y 8 cm de altura, para comparar la forma en la que se comportan durante el impacto, y a su vez evaluar la gráfica de las fuerzas de reacción frente al tiempo que se obtengan.

En la geometría rectangular de anchura 6cm y altura 8cm, al impactar el cilindro, los laterales del rectángulo se desvían hacia un lado por lo que es necesario restringir su movimiento triangulando el interior para que al impactar no se muevan. A pesar de introducir la restricción de las placas interiores, la viga no aguanta el golpe, torsionándose

hacia el lateral. Se puede concluir que un rectángulo de 8 cm de altura es demasiado alto para poder restringir su movimiento de forma que los laterales no se curven hacia un lateral, por lo que se excluye de las comparaciones.

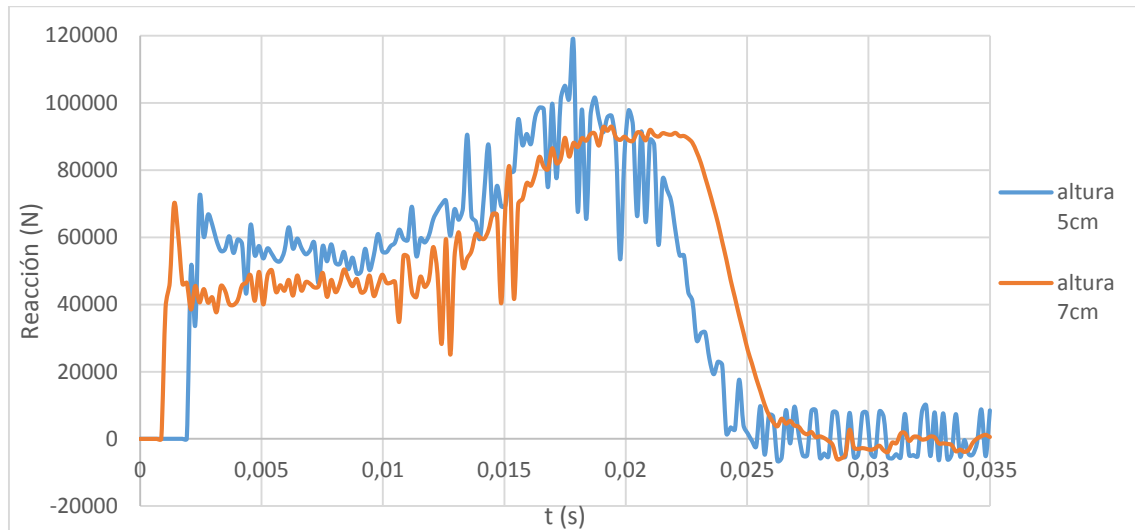


Figura 4.12 Comparación de las reacciones rectángulo altura 5 y 7 centímetros

Dada la gráfica mostrada se elige la altura de 7 cm ya que posee menos fluctuaciones así como unas fuerzas de reacción menores durante el ensayo. En estas estructuras no sucede el fallo de torsión que se da en el rectángulo de 8 cm de altura.

A esta geometría se le introducen placas en el interior formando una X, triangulando la viga, para que aporten mayor estabilidad a la estructura, buscando que se deforme controladamente sin desplazarse hacia los laterales. El resultado que se obtiene se compara con la curva de la estructura sin barras en la figura 4.13.

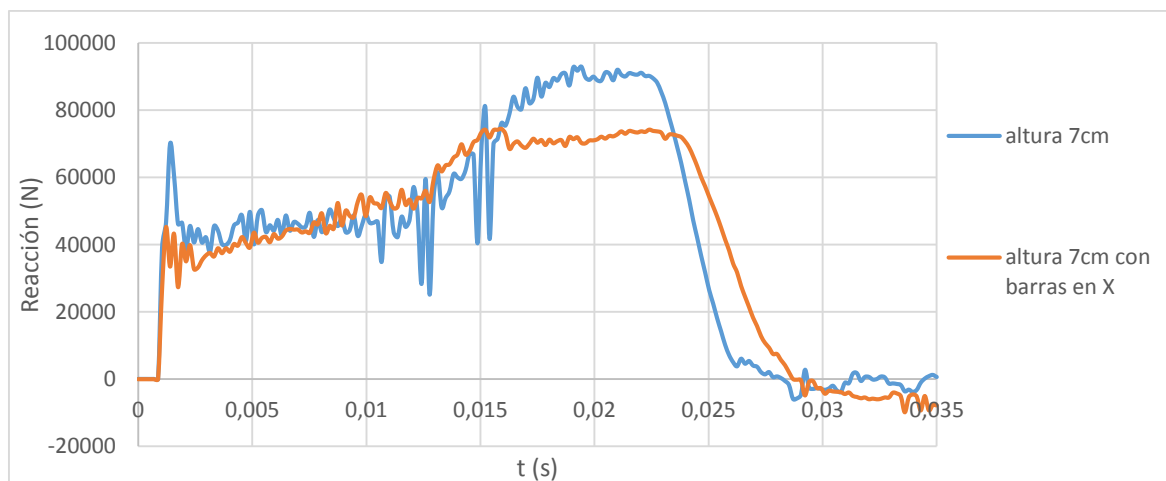


Figura 4.13 Comparación de las reacciones del rectángulo normal y triangulado

La estructura mejora mucho su estabilidad una vez se introducen las placas. A su vez, también disminuyen la magnitud de las fuerzas de reacción en los apoyos, produciéndose un impacto menos brusco para los ocupantes u otras estructuras adyacentes. El tiempo de impacto también aumenta, por lo que la deceleración se lleva a cabo de forma más lenta y controlada.

Se estudia la posibilidad de quitar la placa superior de la estructura anterior, de tal forma que el espesor de las demás placas se pueda aumentar, lo que se traduce en una acentuación de la rigidez del modelo. Se busca con esta modificación la disminución de las fuerzas de reacción en los primeros instantes del impacto. Tal y como se aprecia en la figura 4.14, donde se comparan los resultados obtenidos para este tipo de modelo y la anterior geometría con placa en la parte de arriba. Se puede concluir que la utilización de la estructura rectangular sin placa arriba trabaja de forma más óptima ya que, como se puede ver en su gráfica correspondiente, las reacciones en los primeros instantes del impacto presentan valores mínimos, incrementándose según va aumentando el tiempo del ensayo y, a su vez, se va disminuyendo la velocidad del impacto.

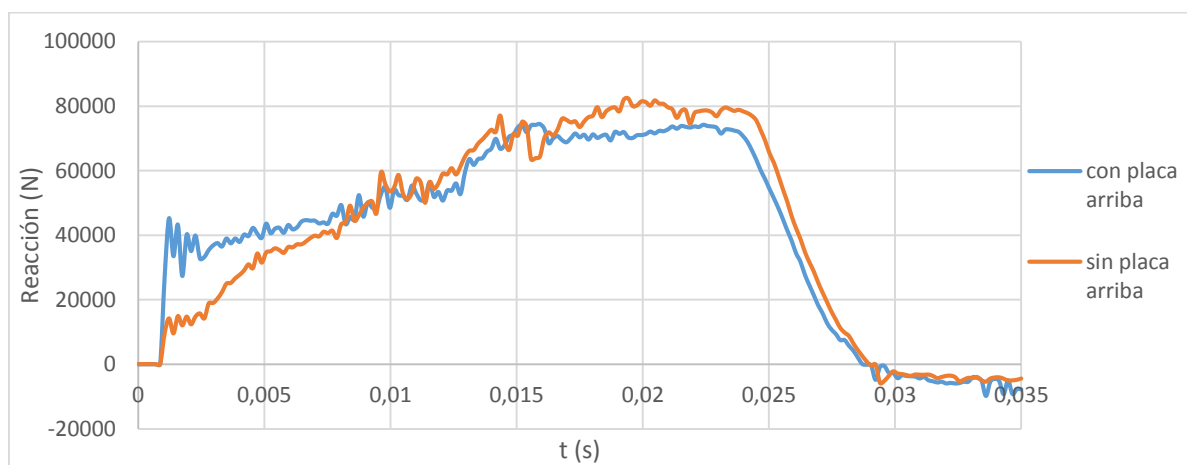


Figura 4.14 Comparación reacciones rectángulo triangulado con y sin placa superior

Por otra parte, el tiempo de ensayo no es del todo óptimo, se busca que el ensayo suceda de la forma más pausada posible. Para mejorar esta característica de la estructura se compara esta triangulación interior de la estructura con otro tipo de sujeciones como pueden ser barras en cruz o la combinación de ambas. Hay que concretar que, para la realización de estas geometrías, no se incluirá placa superior, por las razones comentadas anteriormente. Por ello es necesario disminuir el ancho de la sección hasta los 5 centímetros. Esta disminución de la anchura del modelo se realiza para facilitar el plegado hacia el interior de los laterales, ya que con la anchura de 6 centímetros se observa que una de las placas laterales se dobla hacia el exterior, sin plegarse para frenar el golpe.

Simulando estos tres tipos de modelo se obtienen las curvas que se comparan en la figura 4.15.

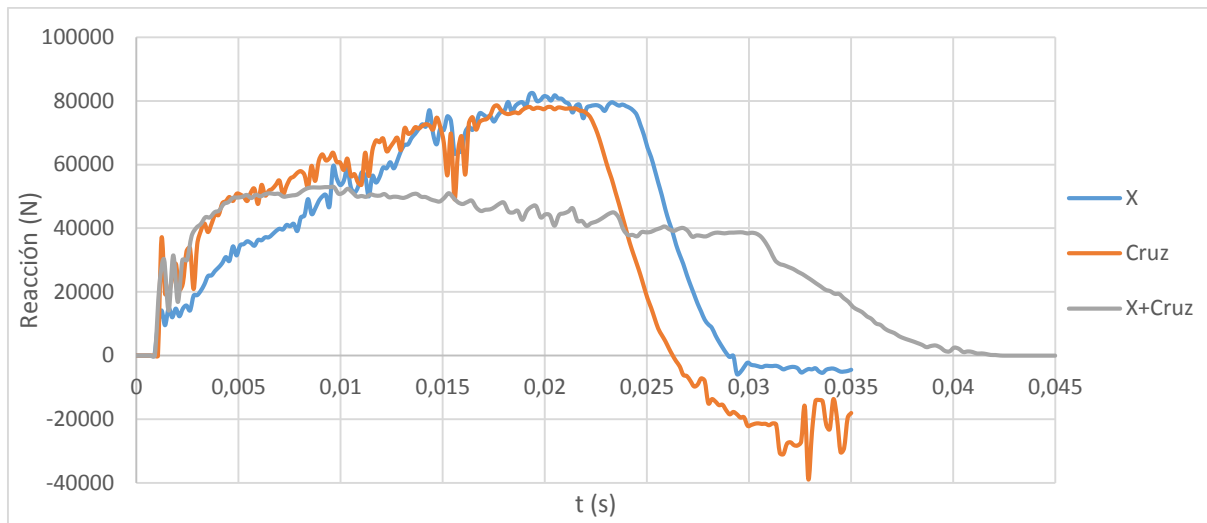


Figura 4.15 Comparación de las reacciones de rectángulo con placas en X, cruz y X+cruz

A la vista de los resultados, se puede deducir que la estructura que mejor se comporta frente al impacto es la geometría que se compone de placas en X y en Cruz. Las fuerzas de reacción al inicio del ensayo son algo mayores que en el caso de la estructura con placas en X, pero según avanza el ensayo los valores se mantienen constantes. En cambio, en el segundo caso, estos valores van aumentando hasta llegar a un valor máximo. A este comportamiento hay que sumarle que el tiempo de ensayo en el modelo elegido es el más alto de los 3 estudiados, que es lo que se buscaba con este cambio de geometría.

La geometría final elegida queda de la siguiente forma, donde las acotaciones están en milímetros:

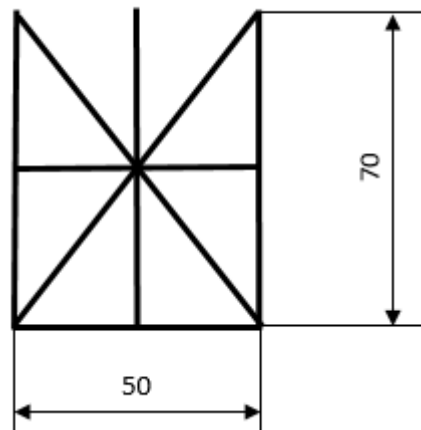


Figura 4.16 Acotación geometría rectángulo triangulado más cruz sin placa superior

4.2.3 Sección triangular

Se decide probar a simular estructuras de sección triangular, por ser una de las geometrías más utilizadas en arquitectura por sus características tales como su rigidez o su capacidad para mantener la forma a pesar de aplicar una fuerza en una de sus aristas. Las vigas que parten de dicha arista soportan el golpe sometándose a un esfuerzo de

compresión, mientras que la viga que queda libre se somete a un esfuerzo de tracción. De ahí que en arquitectura se busque triangular cualquier geometría para que el edificio sea más resistente. [54, 55]

Es necesario simular varios tipos de triángulos en función de su altura y su profundidad para definir la geometría más óptima para la absorción de energía. Todas las estructuras se realizan a espesor máximo, que haga que la viga pese 1 kg, para que sean lo más rígidas posibles, de forma que aguanten el golpe.

Se comienza estudiando la altura necesaria para que la curva de las reacciones se acerque lo máximo posible a la curva teórica deseada. Se eligen 3 medidas para la altura: 7cm, 6cm y 5cm. La anchura será la máxima dada por los apoyos, es decir, 6 cm. Con estas características geométricas, se obtienen las siguientes curvas para las fuerzas de reacción en función del tiempo, mostradas en la Figura 4.17.

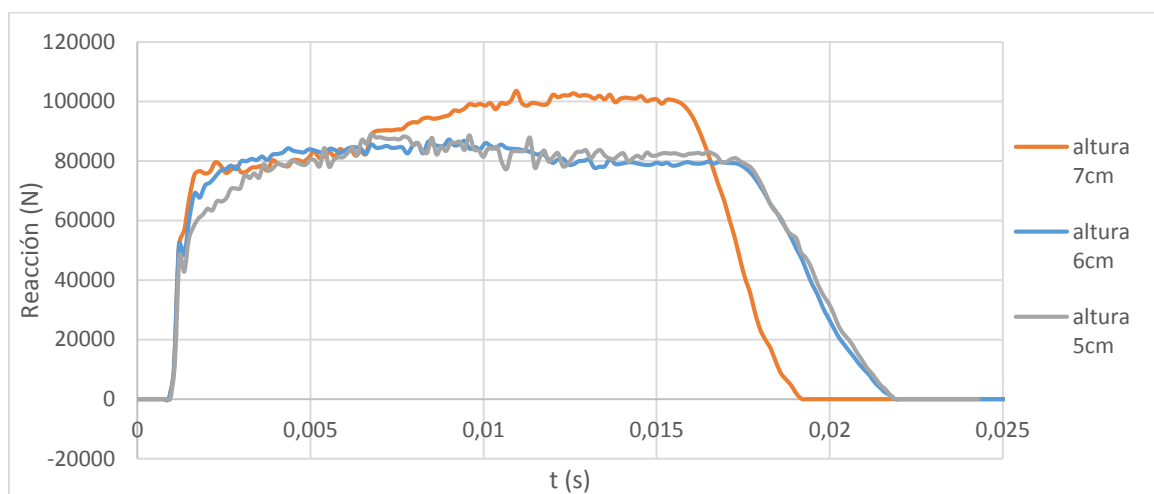


Figura 4.17 Comparación de las reacciones triángulos de altura 5, 6 y 7 centímetros

De estas 3 gráficas mostradas, la curva que se corresponde con el triángulo de altura 7 cm se puede eliminar, porque el tiempo de ensayo es menor y las reacciones son más severas. De los valores restantes de altura, se elige la curva de altura 5 cm ya que posee menores valores en la fuerza obtenida en los primeros instantes del ensayo, lo que permitirá que la segunda colisión, comentada en el capítulo 2, sea menos agresiva.

Una vez elegida la altura óptima, es necesario elegir la anchura que hace que las reacciones sean lo más bajas y constantes posibles. Estos ensayos se realizarán a un mismo espesor para que al reducir el área de la viga se reduzca su peso y de esta forma disminuir rigidez, para que el ensayo dure más tiempo y la estructura trabaje bajo fuerzas más constantes. En la figura 4.18 se muestran los resultados obtenidos para 3 valores diferentes de anchura, donde se aprecia que al reducirse el peso de la estructura, el ensayo ocurre de manera más lenta y con fuerzas de reacción menores, tal y como se esperaba.

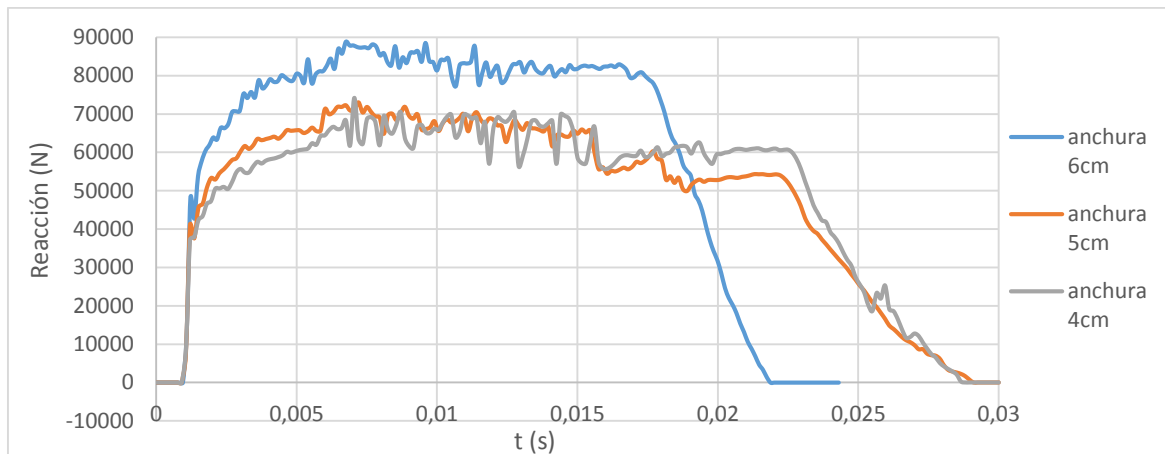


Figura 4.18 Comparación de las reacciones de triángulos de anchura 4, 5 y 6 centímetros

A la vista de estas 3 gráficas, se elige el triángulo de altura 5 cm y anchura 5 cm, debido a que es el que posee reacciones más constantes. Puesto que el triángulo de anchura 4 cm muestra un gran número de fluctuaciones no deseadas durante el impacto y, a su vez, las fuerzas son muy similares, manteniéndose el valor máximo en aproximadamente 70 kN.

Una vez elegida la mejor geometría de las estudiadas, se busca optimizarla para conseguir unas características superiores para la seguridad, como puede ser una disminución de las reacciones y de la flecha o el aumento del tiempo de ensayo. Para ello se prueba a introducir en la estructura triangular agujeros rectangulares de 2 centímetros de largo y 0,5 centímetros de ancho a una altura de 3 centímetros de la base del triángulo en un lado y 1 centímetro en otro lado. Con esto se pretende conseguir que primero se deforme hacia un lado y posteriormente hacia el contrario, para así forzar el plegado constante de la estructura. Esto aumenta el tiempo de ensayo y reduce los valores de las fuerzas de reacción en los apoyos, como se aprecia en la comparación de la Figura 4.19.

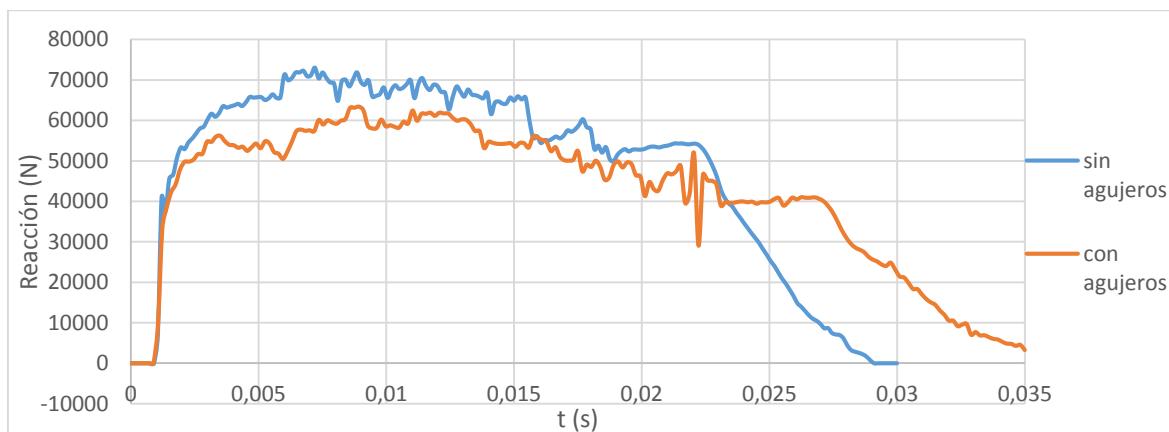


Figura 4.19 Comparación de las reacciones triángulo con y sin agujeros

Este cambio en la estructura sacrifica la deformación de la viga para aumentar el tiempo de ensayo, de tal forma que el triángulo pasa de tener una flecha de 9,7 centímetros a obtenerse un valor de 11,3 centímetros en el triángulo modificado con agujeros. Aun así, se considera que la estructura se ha mejorado respecto a los resultados vistos hasta el momento para este tipo de secciones.

A pesar de este avance conseguido con la introducción de agujeros en la estructura, se busca tomar un nuevo camino para conseguir mejores resultados.

Dentro de este tipo de estructuras de sección triangular se añadirán dos modelos más para optimizar: un hexágono y un octógono; ambos triangulados en su interior como se ve en la Figura 4.20. Con este cambio de estructura se busca reducir espesor, de modo que se reduzca la rigidez, que haga que las reacciones en los primeros instantes del impacto sean menores, y a su vez se aumente el tiempo del ensayo.

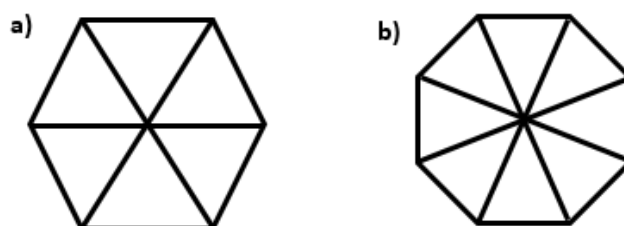


Figura 4.20 a) Hexágono regular triangulado b) octógono regular triangulado

En estas dos nuevas estructuras se realiza una optimización del espesor de tal forma que se muestra el mínimo espesor posible, que hace que el valor de las reacciones sea mínimo.

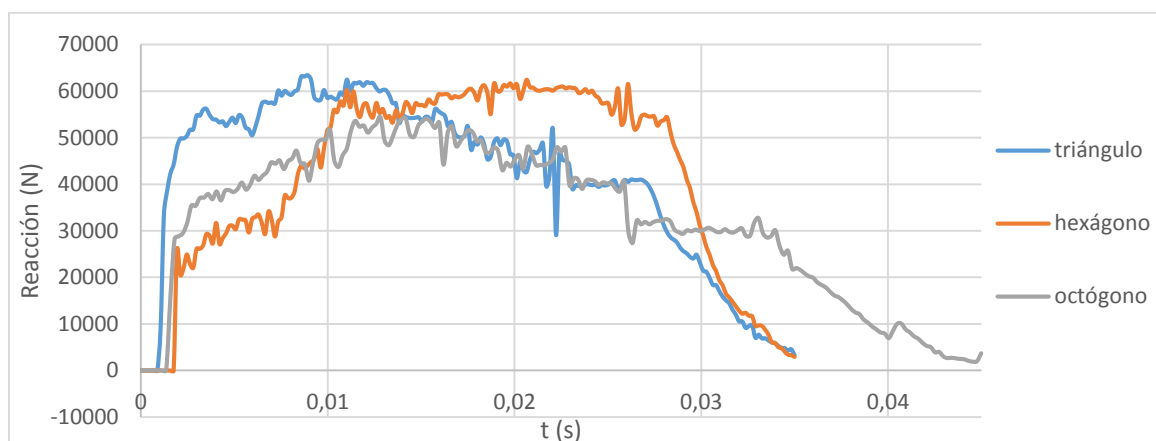


Figura 4.21 Comparación de las reacciones del triángulo, hexágono y octógono

En la Figura 4.21 se comprueba que se han conseguido los resultados esperados al probar estas nuevas geometrías. Las reacciones en los instantes iniciales del ensayo se reducen a valores de hasta la mitad, en el caso del hexágono. El tiempo del ensayo tan solo aumenta en el caso del octógono.

Los valores de flecha máxima que se obtienen son 12.2 centímetros, para la estructura octogonal, y 13 centímetros, para la estructura hexagonal. Son valores muy altos pero aceptables dentro de lo que cabe, teniendo en cuenta la magnitud del impacto.

Con todos los datos y geometrías utilizadas para este tipo de sección, se elige como estructura final, para comparar con los otros tipos de secciones, el octógono regular triangulado.

4.2.4 Sección circular

Se parte de un modelo sencillo de viga cilíndrica, del cuál es necesario elegir el diámetro óptimo que frene el golpe de forma suave y sin generar valores altos de las reacciones en los apoyos. Para ello se estudian diámetros de 4 y 5 cm, puesto que para valores por encima de estos la viga no soporta el golpe, deslizando por los apoyos. El mayor desplazamiento se produce para la viga de 4cm con un valor de 11.5 cm, obteniéndose 0.5 cm más que en el caso de la viga de 5 cm, en la que se obtiene una deformación máxima de 11cm. Las dos vigas se realizan para sus valores de espesor máximo, que hacen su masa 1 kg, ya que para valores por debajo de este espesor la estructura no soporta el golpe.

Una vez obtenido el desplazamiento máximo de cada una de las estructuras, es necesario comparar sus respectivas curvas de fuerzas de reacción obtenidas en los apoyos respecto al tiempo de ensayo, las cuales se muestran en la Figura 4.22.

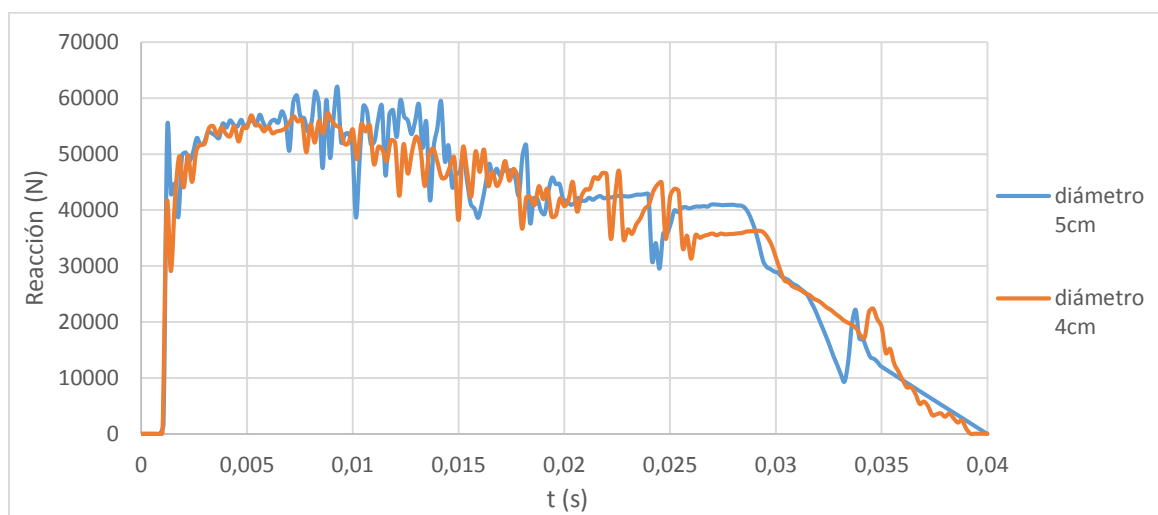


Figura 4.22 Comparación de las reacciones de viga cilíndrica de diámetro 4 y 5 centímetros

Analizando cada una de las curvas, se comprueba como ambos modelos tardan el mismo tiempo en frenar el golpe, 0.04 s, haciéndolo de una forma progresiva, lo que se busca en las estructuras de seguridad para absorción de energía. En la viga de 5 cm de diámetro se obtiene un pico mayor en la fuerza de reacción inicial que el pico que se obtiene en el modelo de 4 cm de diámetro. Si a esto se le suma el mayor número de fluctuaciones, así como valores más altos de las reacciones, se puede concluir que el modelo de viga de 4 cm presenta un comportamiento más óptimo frente a absorción de energía.

Una vez elegido el diámetro óptimo necesario para el diseño, se busca reducir el espesor del cilindro para que tarde más en frenar el golpe y la curva de las reacciones presente valores más bajos, para ello se añade 1 placa de 1 milímetro de espesor que aumenten el área de rozamiento de la estructura. Con esta modificación se obtiene un desplazamiento máximo de 12 cm.

En la Figura 4.23 se representa la curva de las fuerzas de reacción de la nueva estructura frente a la curva obtenida anteriormente para la estructura de 4 cm de diámetro sin placa.

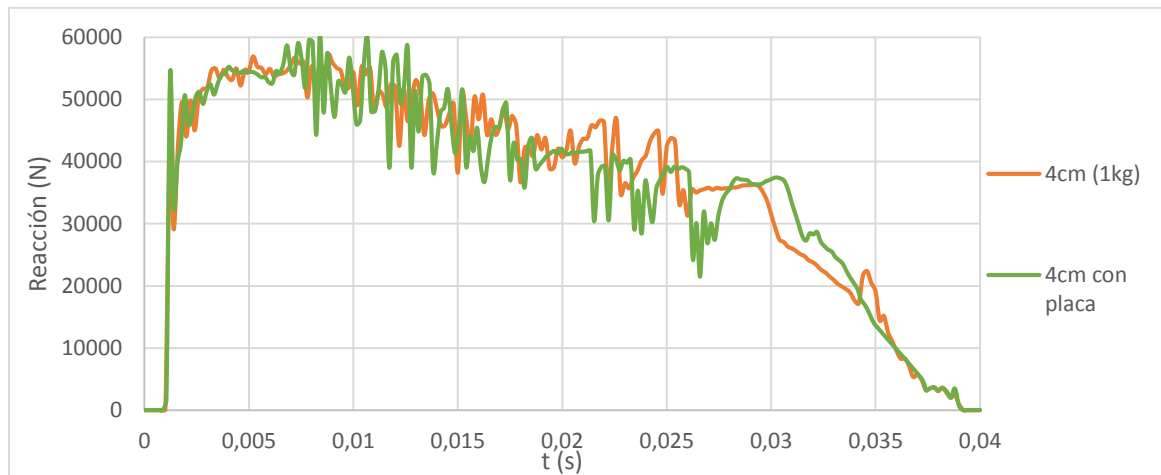


Figura 4.23 Comparación de las reacciones viga cilíndrica con y sin placa inferior

Se comprueba que tanto el tiempo que tarda en frenar el golpe como el valor de las fuerzas de reacción se mantienen prácticamente invariables al introducir la placa, debido a lo cual es necesario fijarse en la suavidad del comportamiento de la nueva estructura. A la vista de las fluctuaciones que se producen al introducir la placa, se puede concluir que es mejor utilizar la estructura de diámetro 4 cm sin placa ya que su actuación será menos agresiva ante la seguridad de los ocupantes.

Ahora se decide estudiar, sobre este diámetro elegido, la introducción de placas interiores que aumenten la resistencia del modelo a flexión. Se deciden encuadrar placas en cruz y en X, como se ve en la Figura 4.24.

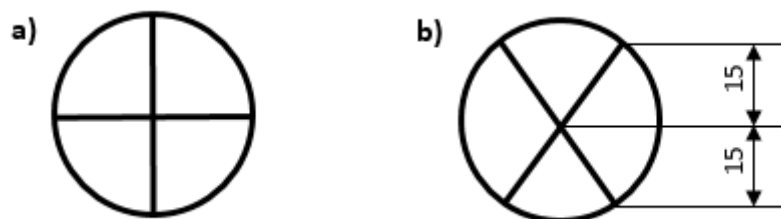


Figura 4.24 Cilindros con placas interiores: a) en cruz b) triangulado [mm]

Se espera que la carga ejercida por el impacto se reparta de mejor manera, llegando una fuerza menor a los apoyos. Además, al disminuirse el espesor de los modelos a 6 milímetros, para que pesen 1 kg, se espera que tarden más en frenar el choque que el modelo original.

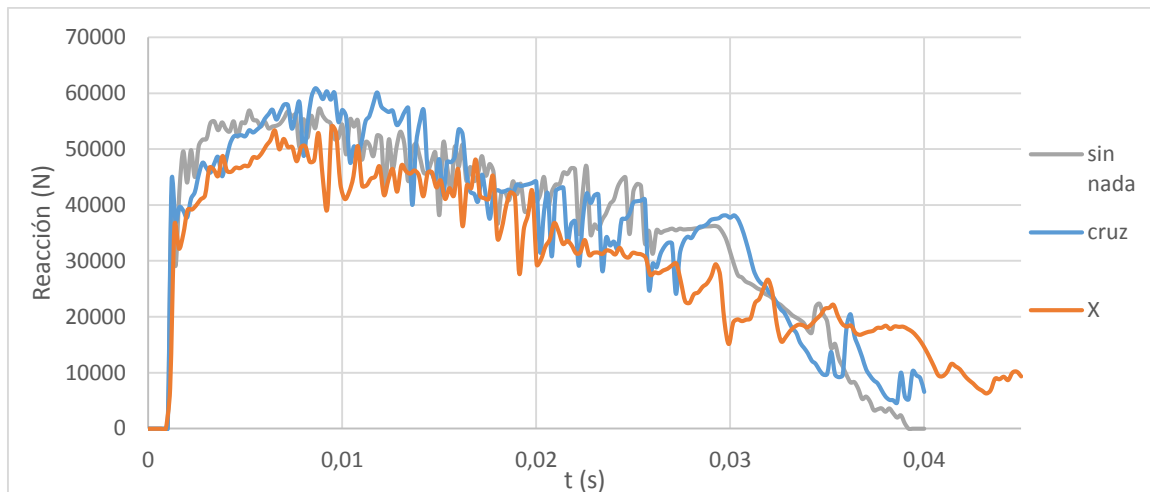


Figura 4.25 Comparación de las reacciones de cilindro sin nada, con cruz y triangulado

Como cabía esperar, estos nuevos modelos poseen valores menores de las reacciones durante su comportamiento. En el caso del círculo con cruz, existen fluctuaciones que hacen que en ciertos puntos la fuerza sea mayor que la sección circular sin nada. Este motivo, sumado al menor tiempo de ensayo que el caso del círculo con X, hace que se descarte este modelo de geometría. Por lo tanto se elige el círculo con X, al ser el modelo que menores valores de las reacciones presenta y mayor tiempo de ensayo. Se selecciona este modelo a pesar de que sea el que mayor flecha posee, deformándose 14.6 centímetros, en comparación con los 13.2 de la viga circular con cruz y 11.5 de la viga circular sin nada.

Finalmente, se busca probar estructuras más complejas para ver si el modelo resiste y se puede llegar a mejorar el anterior modelo, disminuyendo la flecha máxima. Para esto se prueban dos configuraciones diferentes:

- Tubos concéntricos: se colocan 3 cilindros de diferente diámetro de forma concéntrica.
- 4 tubos: se colocan 4 tubos pegados entre sí formando un patrón cuadrado. El diámetro de los tubos es aquel que hace que entren 2 tubos en los 6 cm de profundidad de los que se dispone, sin que sobresalgan, para que no conlleve a deslizamiento de los tubos por los laterales al darse el impacto.

En ambas configuraciones se utilizan tubos de pequeño diámetro, los cuales se ha demostrado que son los que mejor resisten el impacto, junto con una reducción del espesor, con lo que se busca que el proceso de frenado del impacto sea más lento y con menor número de fluctuaciones.

➤ Tubos concéntricos

Este modelo, que a priori se esperaba que resistiese el golpe al incluir 3 tubos, dos de ellos con un pequeño diámetro y un tubo grande que aumente el área de rozamiento, no es capaz de parar al objeto que impacta. El modelo desliza por los apoyos y se desplaza hacia un lateral, tal y como se puede apreciar en la Figura 4.26, donde se ve el proceso de deformación de la estructura, representando la tensión de Von Mises soportada por cada una de las celdas del modelo en cada instante.

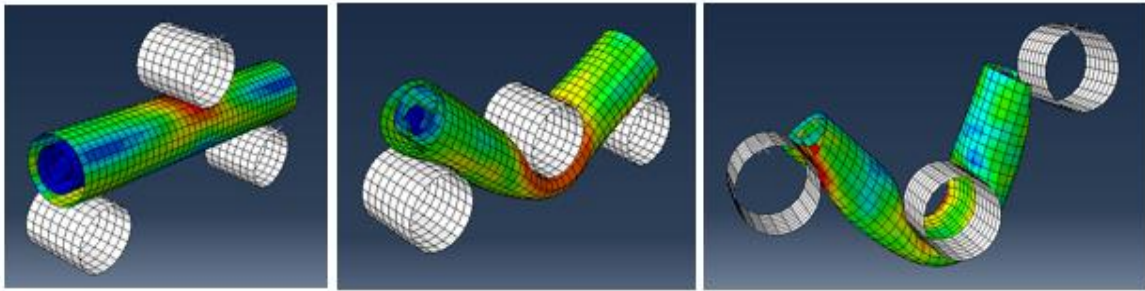


Figura 4.26 Proceso de deformación tubos concéntricos

Al ocurrir dicho deslizamiento se debe descartar el uso de esta geometría para la absorción de energía cinética durante un choque, ya que la única solución para que aguante el impacto sería aumentar el peso por encima de 1 kg.

➤ Viga 4 tubos

En este tipo de geometría ocurre el mismo tipo de fallo que el que ha sucedido en la viga de 3 tubos concéntricos, la viga desliza por los apoyos, como se puede ver en las imágenes de la Figura 4.27, donde se representa la tensión de Von Mises en cada instante. Inicialmente se planteó el modelo para aumentar el área de fricción así como el área que se deforma de los tubos, pero al reducirse el espesor de los tubos para que el modelo no sobrepase 1 kg de peso total, se produce una reducción de la rigidez, lo que lleva a que la estructura no sea capaz de frenar el impacto.

A la vista de los resultados obtenidos, tanto para este modelo como para el anterior de 3 tubos, se puede concluir que en las estructuras circulares lo idóneo es la utilización de un tubo de pequeño diámetro con gran espesor.

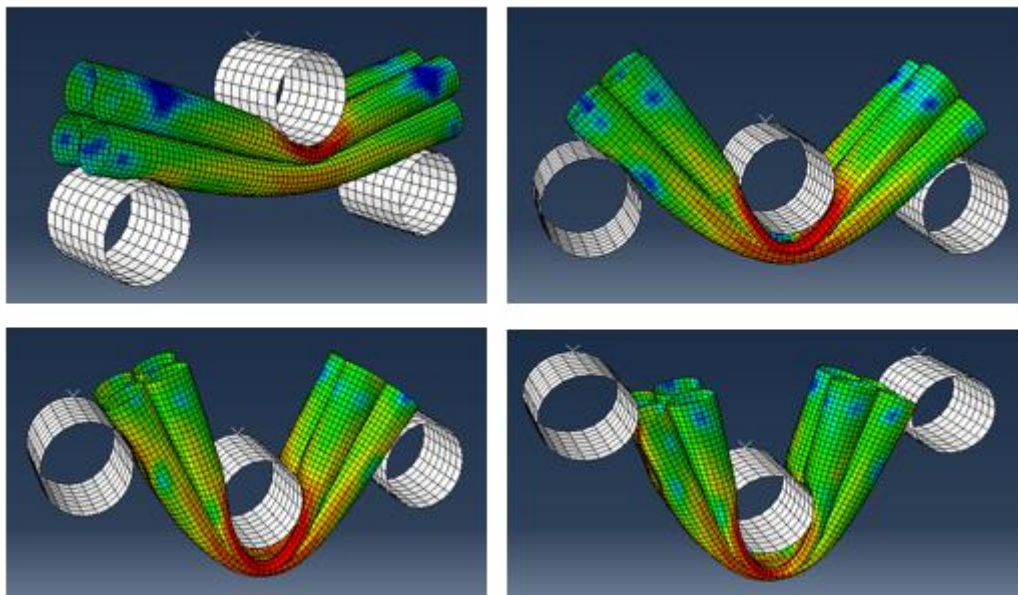


Figura 4.27 Proceso de deformación viga 4 tubos

Se concluye que para este tipo de secciones la mejor geometría es la utilización de un cilindro de 4 centímetros de diámetro junto con 2 placas que formen una X en su interior. El espesor que se utiliza en el presente proyecto es de 6 milímetros.

4.2.5 Sección doble T

Se estudia el uso de este tipo de secciones en el problema de flexión dinámica del presente proyecto a partir de bibliografía donde hacen uso de perfiles doble T en la construcción de estructuras para edificación. [56, 57] Está demostrada la eficacia de este tipo de perfiles cuando se utilizan frente a grandes esfuerzos de flexión, ofreciendo una gran resistencia y un bajo peso, pero nada estables en cuanto aparecen esfuerzos de torsión.

Se simulan 4 tipos de estas estructuras, a las que se nombra en función del número de placas verticales que tienen o, como se nombra en arquitectura, el número de almas que poseen. Principalmente se comparan las curvas de reacción frente al tiempo.

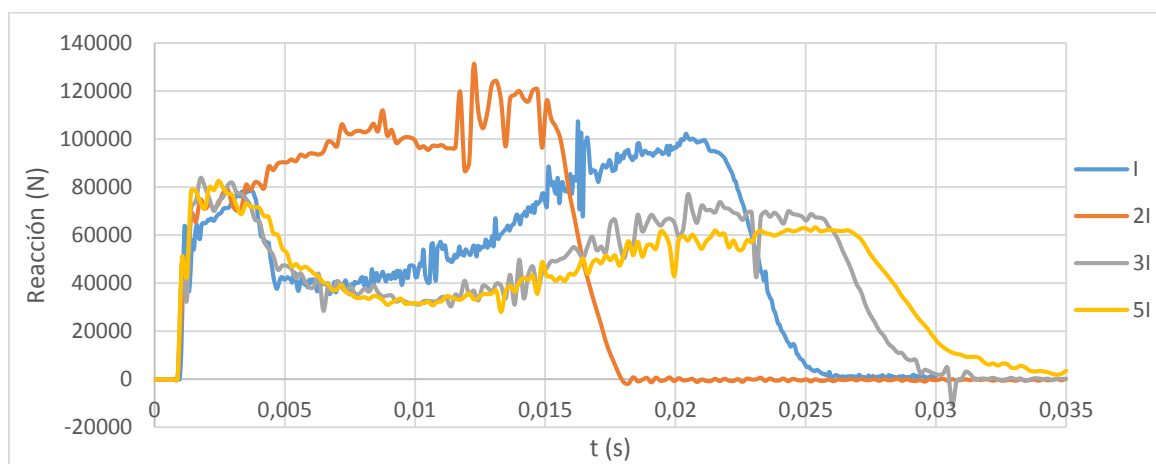


Figura 4.28 Comparación de las reacciones de sección doble T con 1, 2, 3 y 5 almas

En este tipo de estructuras influye la forma en la que se deforman, ya que si se estudian las gráficas el mejor de los casos serán las secciones de 3 o 5 almas, pero tanto estas como la sección de doble T se torsiona hacia un lateral, tal y como se puede ver en la Figura 4.29. Este tipo de deformación no es la buscada, porque no ocurre de forma controlada. Lo que se pretende conseguir es que la estructura forme pliegues entre sí y de esta forma parar el golpe, comportamiento que sucede en la estructura que posee doble alma. Por lo tanto, es la única estructura de este tipo que se puede utilizar y mejorar.

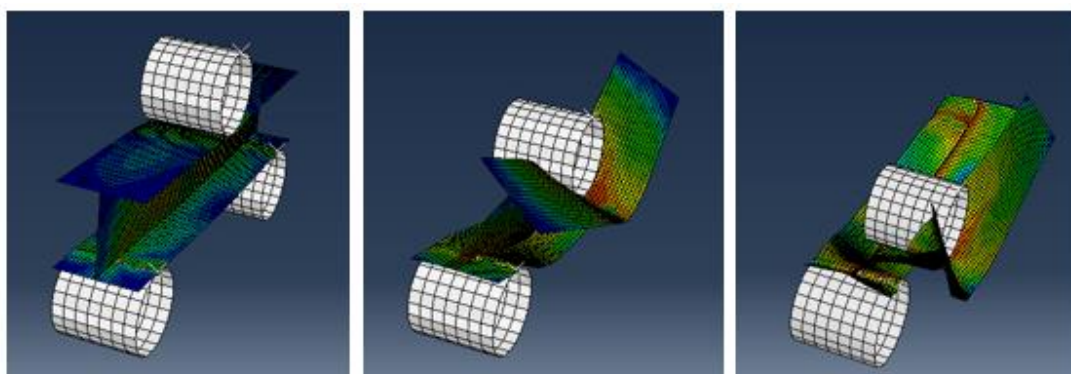


Figura 4.29 Torsión del borde superior de la viga doble T

Estudiando la gráfica de la sección de 2I, así como su modo de deformación, se comprueba que se puede reducir el espesor de las placas para disminuir la rigidez del modelo y que frene el golpe de forma más lenta. Para espesores por debajo de los mostrados en la Figura 4.30 el modelo no es capaz de frenar el golpe.

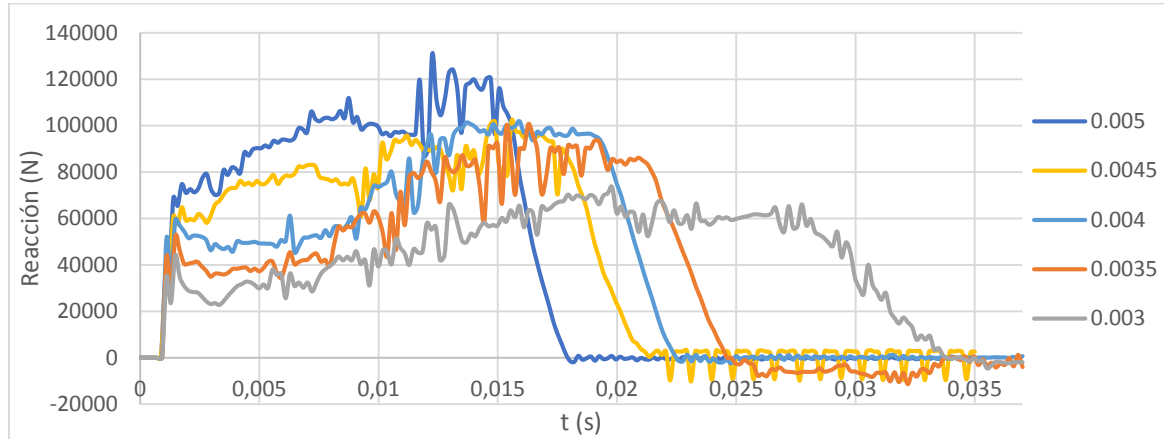


Figura 4.30 Comparación de reacciones de la viga doble T de doble alma para diferentes espesores

Se evidencia como con el mínimo espesor posible, los valores de las reacciones disminuyen significativamente comparado con los valores obtenidos para el máximo espesor. Además de reducirse el valor, también son más constantes en el tiempo, con un bajo número de fluctuaciones y un tiempo de ensayo alto, por lo que se podría tomar como modelo óptimo para este tipo de secciones.

La viga elegida posee una flecha de 10 centímetros, consecuentemente se puede sacrificar un aumento de dicha deformación máxima para conseguir una gráfica de reacciones con valores más bajos y de forma más constante. Para conseguirlo se prueba a agujerear la estructura por los laterales. Tras varias pruebas, se elige como geometría del agujero un rectángulo de 2 centímetros de anchura y 5 milímetros de altura, como se puede ver en la figura 4.32.

Por una parte se perforará la viga con una fila de 7 de estos rectángulos separados 2 centímetros entre sí. Dicha fila de agujeros se coloca en la parte alta de la viga, buscando que se forme un primer pliegue pequeño y posteriormente se forme otro mayor en la parte final de la viga.

De la misma forma se añadirá a la fila anterior otra, de las mismas características, en la parte media de la placa, para reducir el tamaño del segundo pliegue y de esta forma reducir el valor de las reacciones una vez producido el primer doblez.

En la Figura 4.31 se pueden ver los resultados obtenidos para estos dos tipos de geometrías agujereadas, comparándolos con la geometría inicial que se pretende mejorar.

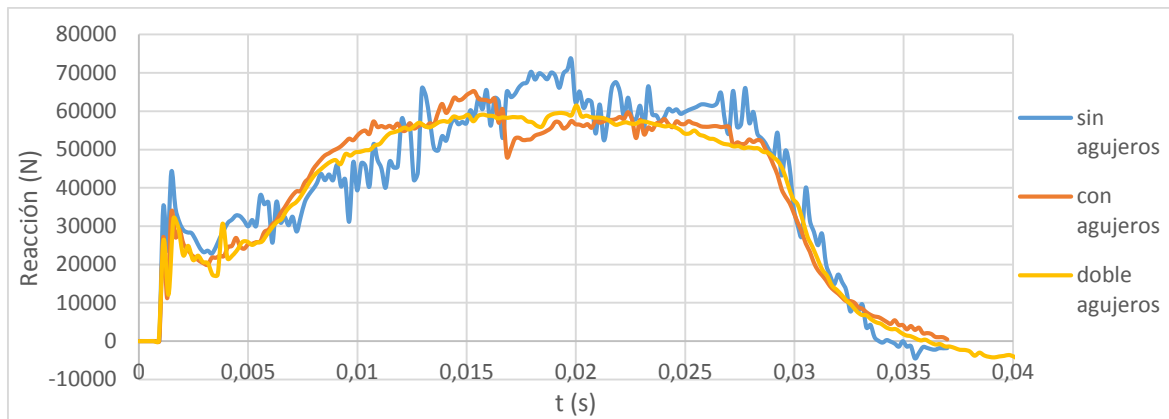


Figura 4.31 Comparación de las reacciones doble T doble alma con y sin agujeros

En la gráfica se comprueba como al introducir los agujeros en las placas se facilita la deformación o plegado de la viga, por ello la línea que siguen las reacciones posee menos fluctuaciones que el caso original. A medida que se aumenta el número de agujeros, la gráfica de las reacciones presenta un comportamiento más suave, sin fluctuaciones ni picos anormales, esto hace que, de cara a la seguridad, sea mejor. A pesar de disminuirse en cierto grado la rigidez del modelo, esto no afecta al tiempo de ensayo. Basándose en los datos de la gráfica, los mejores resultados son los obtenidos para el modelo de viga con doble fila de agujeros.

Haciendo uso de los datos obtenidos para la deformación máxima de cada uno de los 3 modelos, se comprueba cómo esta ha aumentado progresivamente. En el modelo sin agujeros se obtiene una deformación de 10 centímetros, lo que aumenta a 10.5 centímetros al introducir una fila de agujeros pasando hasta 10.7 centímetros de flecha máxima en el caso del modelo con doble fila de agujeros. Este aumento de 7 milímetros, en el caso más desfavorable, se puede considerar prácticamente despreciable a efectos de elegir la mejor geometría.

Por lo tanto, se decide utilizar como geometría final el modelo con doble fila de agujeros principalmente por el comportamiento de la gráfica de las reacciones a pesar de poseer mayor flecha que los otros dos modelos.

La geometría elegida para este tipo de sección se puede ver en la Figura 4.32, donde se acotan las medidas del modelo en milímetros.

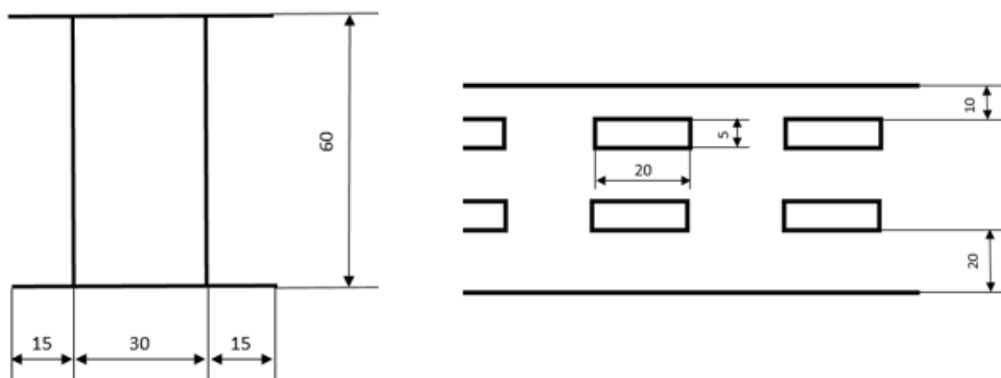


Figura 4.32 Acotación geometría doble T con doble alma junto con detalle de los agujeros

4.2.6 Secciones sándwich

Este tipo de sección se utiliza principalmente en partes interiores de aviones o trenes con el objetivo de absorber impactos a bajas velocidades, como el del presente proyecto. Están compuestas de 2 placas delgadas y un núcleo. Las placas aportan la resistencia al modelo, mientras que el núcleo contribuye con la rigidez necesaria para soportar esfuerzos de flexión. Esta diferencia de propiedades se consigue variando el material utilizado para la fabricación de cada uno de los componentes, aunque se puede fabricar en los mismos materiales. Se utiliza esta configuración principalmente por el ahorro de peso que conlleva, alrededor del 70%, comparado con modelos de equivalente resistencia o rigidez fabricados en metal sólido. [58]

En este apartado se simularán tres tipos de geometrías: placa nervada, panel de abeja y placas cruzadas.

➤ Placa nervada

Se decide utilizar una estructura basada en los dientes de un engranaje, es decir, utilizar varios trapecios transversales que repartan el golpe entre sus lados. Este tipo de estructura se utiliza como un tipo de núcleo en estructuras tipo sándwich. [59]

Para la configuración del ensayo del presente proyecto, este tipo de estructura se comprueba que no presenta buenas características frente a la flexión por el deslizamiento que ocurre en los apoyos, tal y como se comprueba en la Figura 4.33.

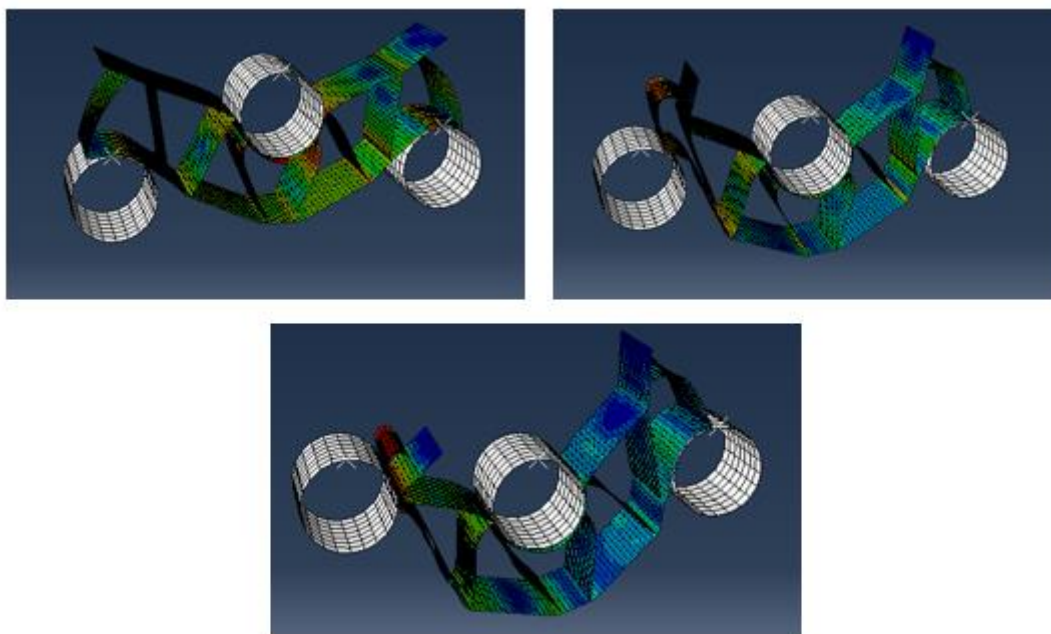


Figura 4.33 Comportamiento durante el ensayo de la estructura de placa nervada

Buscando que la estructura se deforme de mejor manera para que no acabe deslizando, se cambian los trapecios por triángulos, siguiendo el modelo realizado por M.T. Tilbrook et al. [60] Esta solución sigue sin ser buena para este tipo de ensayo, ya que en ningún momento se forman pliegues en la estructura de modo que absorban la energía por deformación y frenen el golpe. Por el contrario, lo que ocurre es que las barras verticales de

los triángulos, al igual que pasa con los trapecios, se flexionan hacia un lado. Esta flexión lleva a la placa inferior a deslizarse por los apoyos hasta caerse. Si, de lo contrario, las barras se deformasen formando pliegues, la placa inferior no se desplazaría tanto como ocurre. Se concluye que este tipo de geometría no es apta para el caso de estudio del presente proyecto.

➤ Panal de abeja

A partir de numerosos estudios que certifican el buen funcionamiento de este tipo de geometría frente a la absorción de energía [61-63], se decide probar cómo se comporta ante el caso estudiado en el presente proyecto. En los estudios realizados, este tipo de geometría se simula empotrada o apoyada, pero no se comprueba cómo se comporta ante flexión sin sujeción.

Como su nombre indica, el origen de esta estructura proviene de la geometría generada por las abejas en sus colmenas. Se trata de un conjunto de celdas abiertas, formadas por muchos hexágonos creados con placas delgadas pegadas unas a otras. La geometría ensayada se puede ver en la Figura 4.34. El hexágono tiene las medidas justas para que entre 1 columna de 3 hexágonos en los 6 centímetros que posee de ancho la placa. Cada lado del hexágono mide 1.15 centímetros, haciendo un total de 17 columnas de hexágonos.

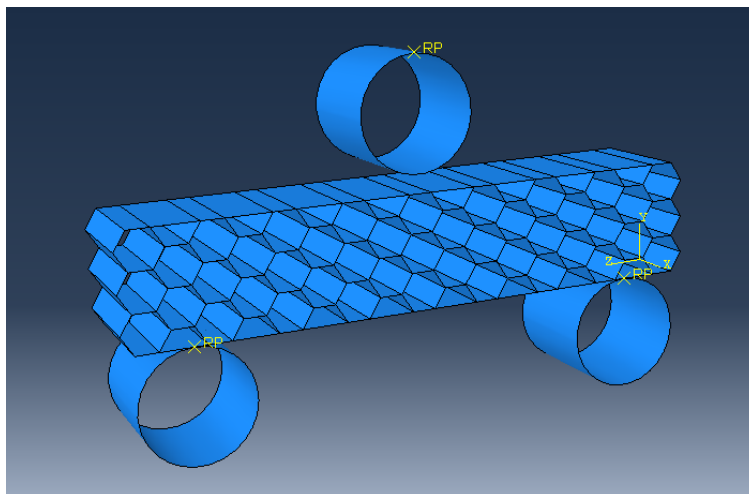


Figura 4.34 Estructura de panal de abeja diseñada en Abaqus

Primero se estudia la forma de colocar la estructura para que se comporte de mejor manera. Para ello se prueba a poner la estructura en horizontal, como se ve en la Figura 4.34, o en vertical junto con dos placas, una superior y otra inferior, que sujeten la estructura como las que se utilizan en los artículos utilizados [61-63]. La gráfica del comportamiento de las reacciones en los apoyos frente al tiempo de ambas configuraciones se puede ver en la Figura 4.35.

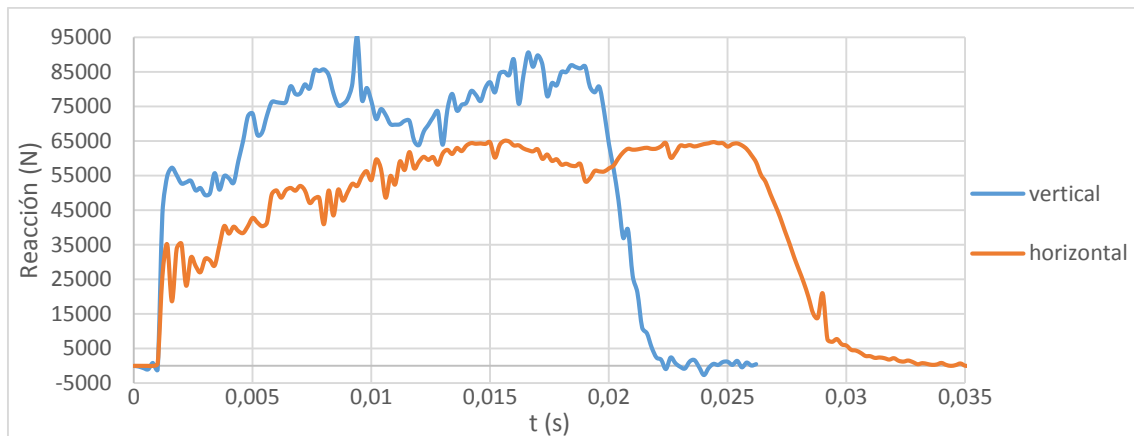


Figura 4.35 Comportamiento de las reacciones panel de abeja vertical y horizontal

En la gráfica se comprueba como la mejor disposición es la horizontal. Las reacciones en los primeros instantes del golpe se mantienen en valores casi de la mitad que de la configuración vertical, conservándose más bajos durante todo el ensayo, y finalizando en un tiempo mayor, debido a esto se realiza una deceleración más progresiva y menos severa.

Una vez decidido la configuración horizontal de la estructura, se prueba a utilizar diferentes valores del espesor de las celdas buscando aumentar el tiempo de ensayo. Pero al disminuir el espesor disminuye mucho la rigidez del sistema, lo que acaba con el deslizamiento de la estructura por los apoyos, por lo tanto el único espesor válido es el de 4 milímetros. Con este espesor se obtiene una flecha de 10.4 centímetros.

➤ Placas cruzadas

Haciendo uso de la geometría utilizada para el suelo de los helicópteros en el estudio llevado a cabo por Chiara Bisagni [33], se decide realizar la estructura de la figura 4.36. Dicha estructura se construye con dos espesores diferentes, a la placa inferior se le atribuye un alto espesor mientras que a las placas superiores que se cruzan se les selecciona un espesor inferior. Esta estrategia se sigue buscando que las placas superiores sufran grandes deformaciones para que frenen el golpe mientras la placa inferior no sufra apenas deformación y que no deslice por los apoyos.

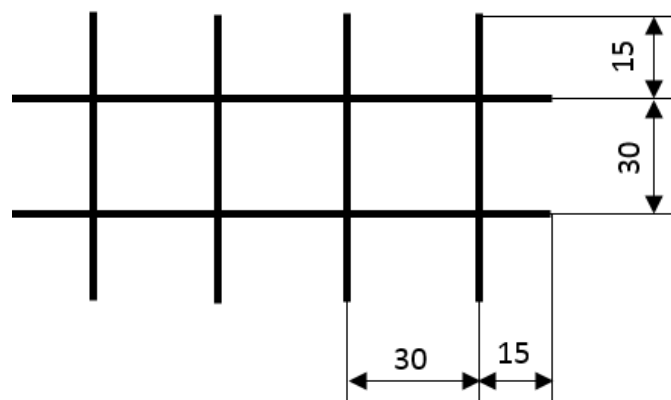


Figura 4.36 Detalle acotado placas superiores cruzadas

La primera configuración que se realiza es con las placas en cruz de 2.5 milímetros de espesor y la placa inferior de 1 centímetro. De esta forma se consigue parar el golpe demasiado rápido, ya que las placas superiores se deforman perfectamente mientras que la placa inferior es muy rígida y apenas sufre una flecha de 5 centímetros.

A la vista de los resultados, se decide aumentar rigidez a las cruces y disminuir el espesor de la placa inferior con el objetivo de que, a pesar de que la flecha aumente, la deceleración sea más lenta. El espesor elegido para la placa inferior es de 7 milímetros y para las cruces se mantiene el espesor anterior de 2.5 milímetros. Con esta nueva configuración se aumenta la flecha hasta los 6 centímetros pero se consigue aumentar el tiempo de simulación, aunque en muy poca medida.

Buscando aumentar más este tiempo de simulación y disminuir el valor de las reacciones, que se mantiene muy alto en los anteriores ensayos, se decide introducir agujeros. Dichos agujeros son rectángulos de 3 milímetros de alto y 12 milímetros de ancho, situados en el medio del lateral de cada cuadrado, como se ve en la imagen acotada de la Figura 4.37. Con la introducción de esta doble fila de agujeros se busca favorecer al menos 2 pliegues de la estructura.

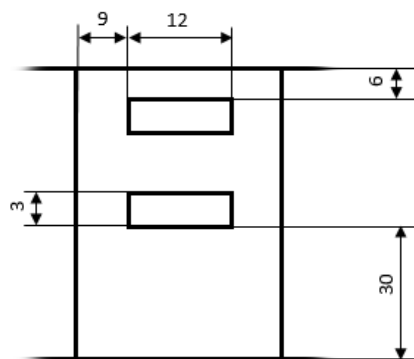


Figura 4.37 Detalle acotado del lateral de las placas cruzadas

Utilizando dicha configuración de agujeros, la estructura final que se va a simular a flexión dinámica en el software Abaqus se ve de la siguiente forma:

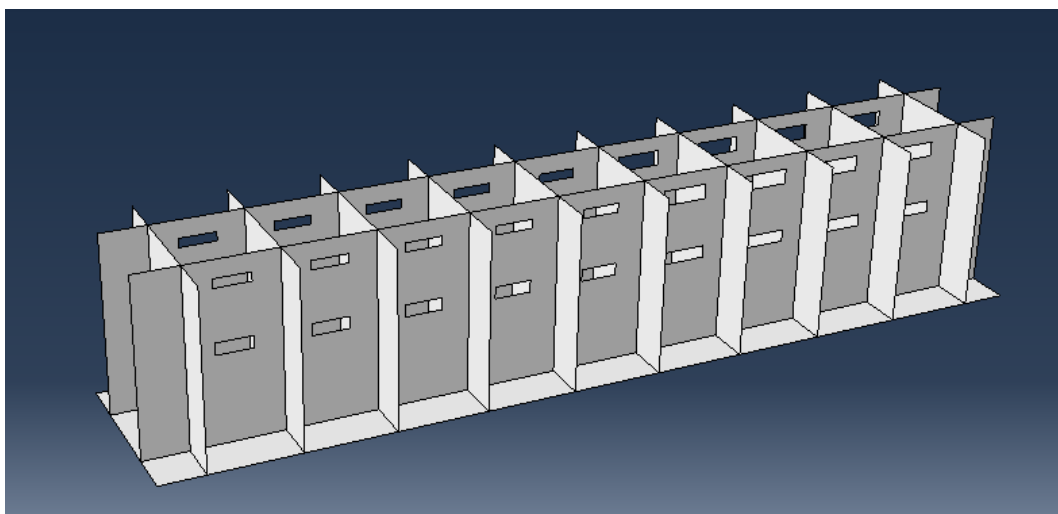


Figura 4.38 Geometría estructura placas cruzadas diseñada con Abaqus

En la Figura 4.39 se comprueban los avances conseguidos en los modelos probados hasta el momento. En la leyenda se indica el espesor de la placa inferior así como el espesor de las cruces.

En este gráfico se incluye un último modelo que posee una reducción del espesor de la placa inferior. Esta nueva modificación se realiza debido a que en el anterior modelo probado se comprueba que las cruces se deforman perfectamente, plegándose como se buscaba, pero no se consigue un aumento significativo del tiempo de ensayo. Se estudia la disminución del espesor de la placa inferior para favorecer la flexión de esta, de modo que se sacrifique el valor de la deformación máxima pero aumente el tiempo de ensayo. Esto se consigue disminuyendo el espesor de la placa inferior a los 4 milímetros que posee el nuevo modelo. Con esta disminución se consigue que la estructura sea menos rígida y, por ende, las reacciones disminuyan a la vez que la viga flexiona más, haciendo que el tiempo de ensayo aumente. Con este nuevo modelo crece significativamente la deformación de la placa inferior, alcanzándose una flecha de 9.24 centímetros, un valor alto pero aceptable comparado con otras estructuras con otro tipo de sección estudiadas en puntos anteriores.

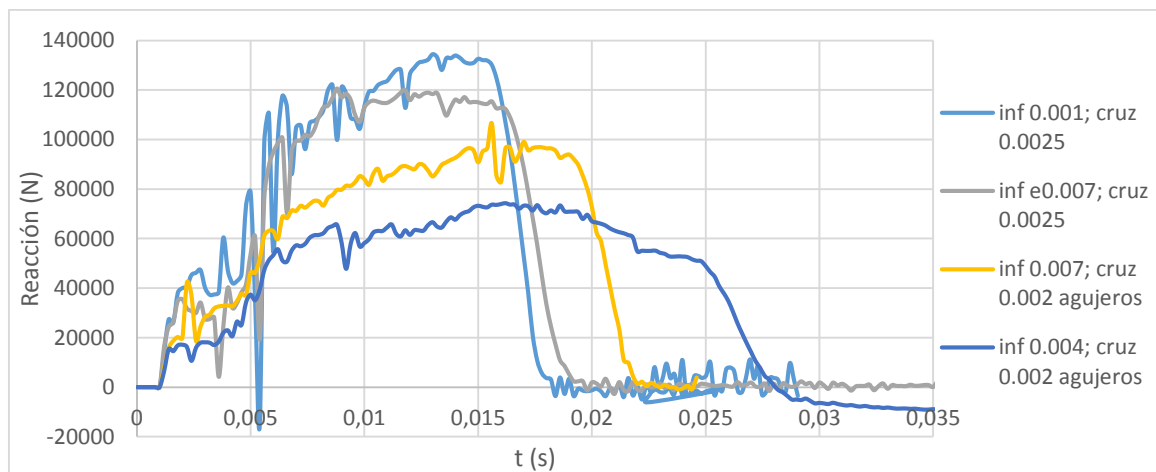


Figura 4.39 Comportamiento reacciones de placas cruzadas variando espesor

A la vista de las gráficas y las deformaciones, se llega a la conclusión que el mejor comportamiento de estas estructuras de placas cruzadas se consigue para un espesor de la placa inferior de 4 milímetros y para la superior de 2 milímetros. Si se disminuye el espesor de la placa inferior esta no tiene la rigidez suficiente y desliza por los apoyos sin poder frenar el golpe. Además, se comprueba en la Figura 4.39 como los valores de las reacciones en los apoyos se mantienen bajos durante todo el tiempo que dura el choque, que a su vez es el mayor de los cuatro modelos ensayados.

➤ Comparación estructuras sándwich

Una vez estudiados los tres modelos planteados anteriormente, es necesario elegir uno de ellos para compararlo con los otros tipos de secciones. Los modelos de placa nervada han quedado eliminados para este tipo de ensayo, por ello en la Figura 4.40 solo se compara el modelo final elegido tanto de panal de abeja como de placas cruzadas.

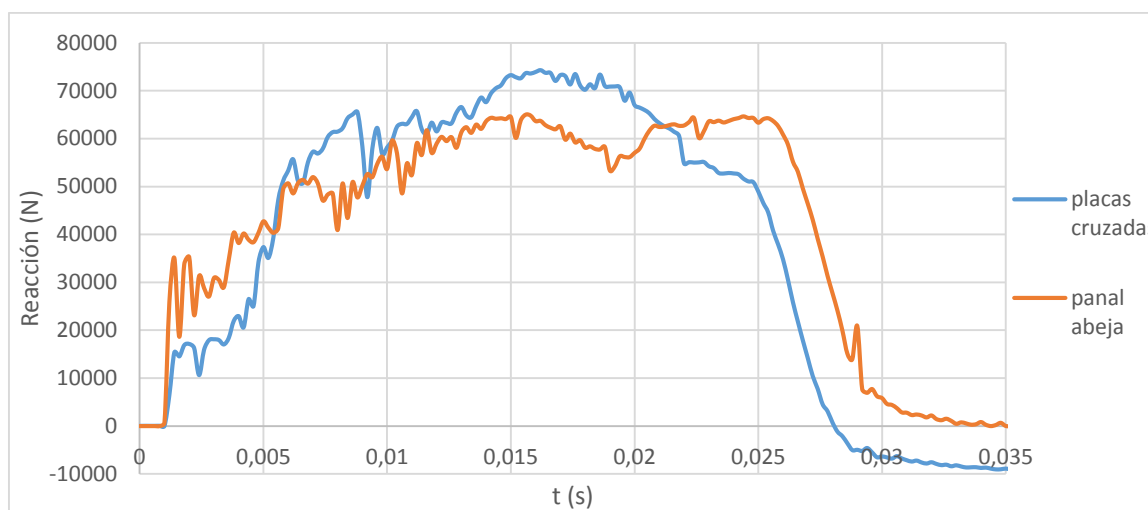


Figura 4.40 Comportamiento de las reacciones en las estructuras de placas cruzadas y panal de abeja

De estos dos modelos es difícil decidir cuál de los dos trabaja de mejor forma. Ya que mientras uno posee valores bajos en las reacciones en los primeros instantes del golpe, el otro muestra valores más bajos durante el resto del ensayo así como un tiempo mayor de ensayo. Utilizando los valores de la flecha, ambos modelos muestran valores muy próximos, existiendo una diferencia de 1 centímetro, lo que no sirve para descartar alguno de los modelos.

Como lo que se busca en este tipo de estructuras es una baja desaceleración para evitar que la segunda colisión, explicada en el capítulo 2, pueda ser grave y ocasionar lesiones en los pasajeros. Por eso, a pesar de poseer valores mayores al inicio del ensayo, se elige la estructura de panal de abeja ya que la deceleración se produce de forma más suave que en el caso de las placas cruzadas.

4.2.7 Elección de la estructura final

Para elegir la estructura final de todas las simuladas en el presente proyecto, es necesario recopilar las vigas ya optimizadas para cada tipo de sección y compararlas entre sí. A pesar de solo seleccionar una, todas estas estructuras se han modificado para que trabajen de forma óptima frente a absorción de energía. En la Figura 4.41 se muestra la comparación de las gráficas de las reacciones de las seis estructuras elegidas para cada tipo de sección. En la tabla 4.3 se detalla la deformación máxima sufrida por cada viga.

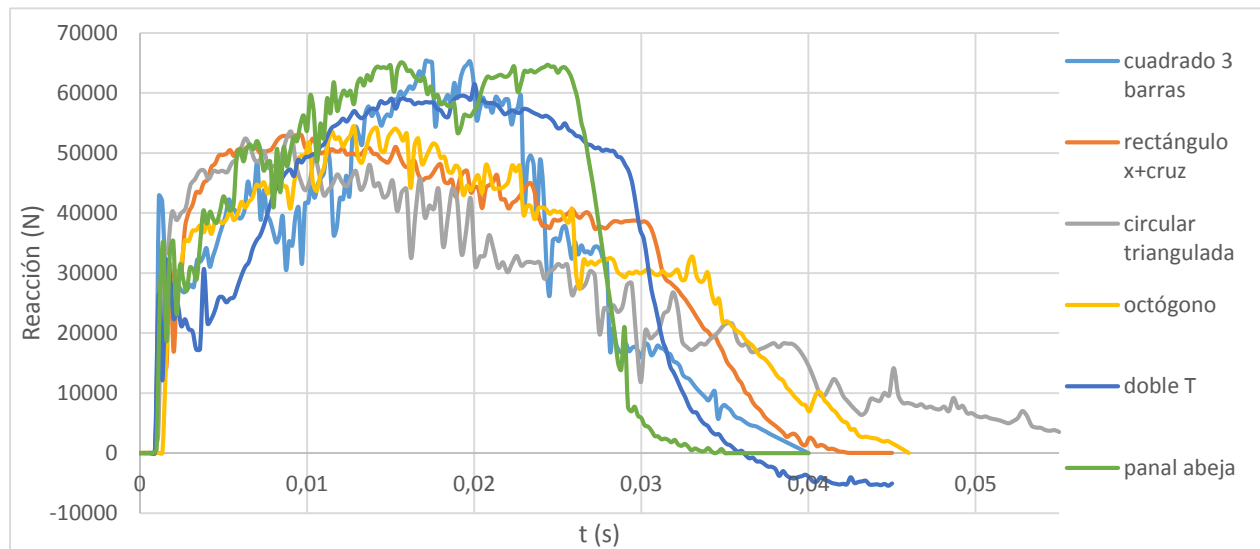


Figura 4.41 Comportamiento reacciones seis estructuras finales

Estructura	Flecha máxima (cm)
Cuadrado 3 barras	11.4
Rectángulo X+cruz	9.7
Circular triangulada	14.6
Octógono triangulado	12.3
Doble T doble fila agujeros	10.7
Panal abeja	10.4

Tabla 4.3 Flecha máxima de cada estructura

Como en la gráfica no se aprecia del todo bien el comportamiento de todas ellas, es necesario descartar las vigas que se vea claro que se comportan peor que el resto. Una de estas es la estructura de panal de abeja, a pesar de presentar la segunda menor deformación de los seis casos, también muestra el menor tiempo de ensayo, por lo que es la que más bruscamente frena el golpe. A esto hay que sumarle que el valor de las reacciones es de los más altos, manteniéndose en gran parte del ensayo por encima de los 60 kN, lo que puede llegar a ser peligroso para la seguridad.

Otra de las estructuras que se puede eliminar es el cuadrado con 3 placas en su interior, debido al comportamiento que presentan las reacciones durante el ensayo. Su flecha máxima está dentro de un rango aceptable para la seguridad y el tiempo de ensayo, como se puede ver en la Figura 4.42, es de los más altos. Pero las reacciones poseen demasiadas fluctuaciones que pueden ser difíciles de controlar, tanto por el habitáculo de seguridad como por otras estructuras de absorción de energía adyacentes. Entre estas fluctuaciones, las más peligrosas se encuentran en el inicio del ensayo, donde presenta el mayor valor de las seis estructuras mostradas, y en la mitad del ensayo donde las fuerzas generadas en los apoyos alcanzan valores de 65 kN.

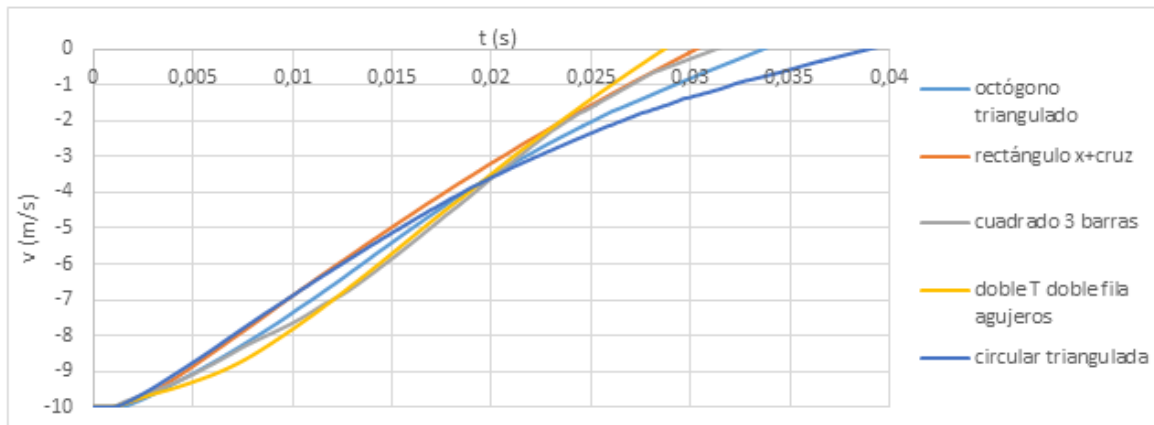


Figura 4.42 Gráfica comparación deceleración del percutor durante el ensayo

Al descartar estos dos modelos ya se pueden comparar de mejor manera las gráficas del comportamiento de las reacciones de los últimos cuatro modelos, como se comprueba en la Figura 4.43, que se muestra a continuación.

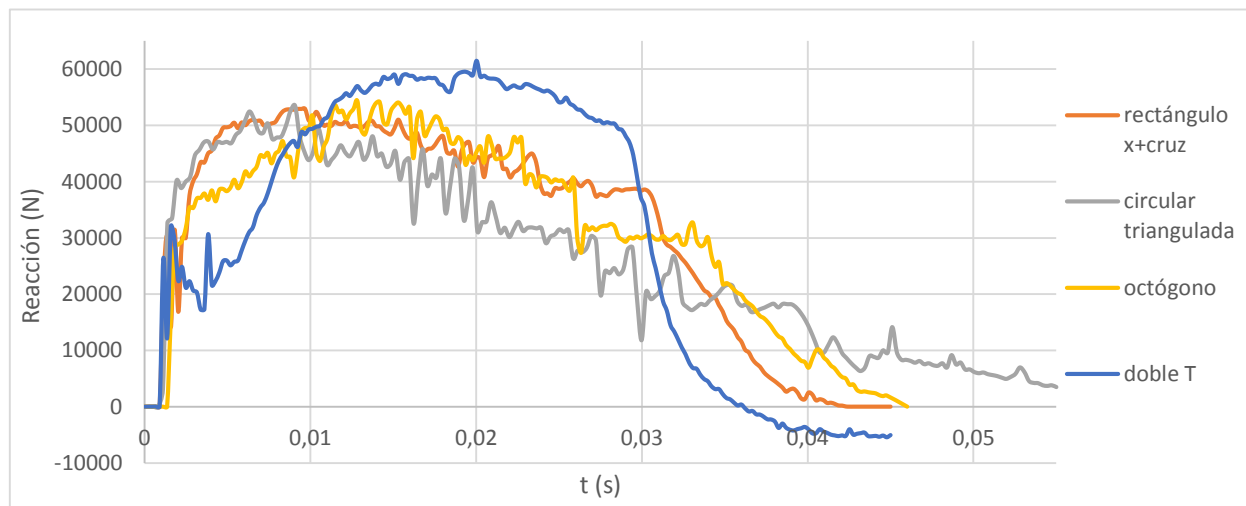


Figura 4.43 Comportamiento reacciones cuatro modelos finales

De estos cuatro modelos, se debe seguir descartando la estructura circular triangulada. Esta estructura posee la deceleración con menos pendiente de los modelos estudiados, es decir, frena el choque de forma más progresiva. Pero tanto su deformación como su gráfica de reacciones en los apoyos no se comportan de forma idónea para una correcta absorción de energía sin dar lugar a riesgos en la seguridad, comparada con los

otros tres modelos. La deformación es la más alta, siendo de casi el 50% de la longitud de la viga, lo que puede llevar a graves daños en los pasajeros al introducirse la viga en el habitáculo, en caso de utilizarse dicho modelo simplificado con esta configuración de apoyos en la puerta de un automóvil por ejemplo. A esto hay que añadirle que es la estructura que mayor valor inicial de las reacciones muestra, junto con unas fluctuaciones que varían entre valores más distantes que en los otros modelos. Además, posee un gran deslizamiento por los apoyos, como se ve en la Figura 4.44, lo que podría suponer que ante cualquier modificación de la velocidad o de la masa del percutor la viga no aguante y resbale por los apoyos.

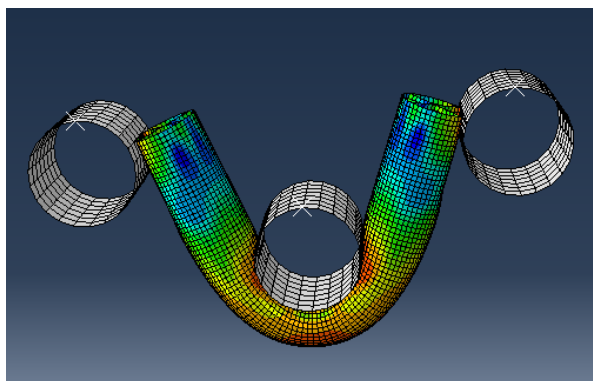


Figura 4.44 Desplazamiento viga circular triangulada

La estructura de doble T con doble fila de agujeros también es necesario descartarla porque, a pesar de poseer una baja deformación, los valores de las reacciones son muy altos durante la última parte del ensayo. A esto hay que añadirle que el tiempo de ensayo es el menor de las estructuras que quedan. Por lo que, en comparación con las otras dos estructuras restantes, la viga de doble T se comporta peor desde el punto de vista de la seguridad, tanto de los pasajeros como de las estructuras contiguas.

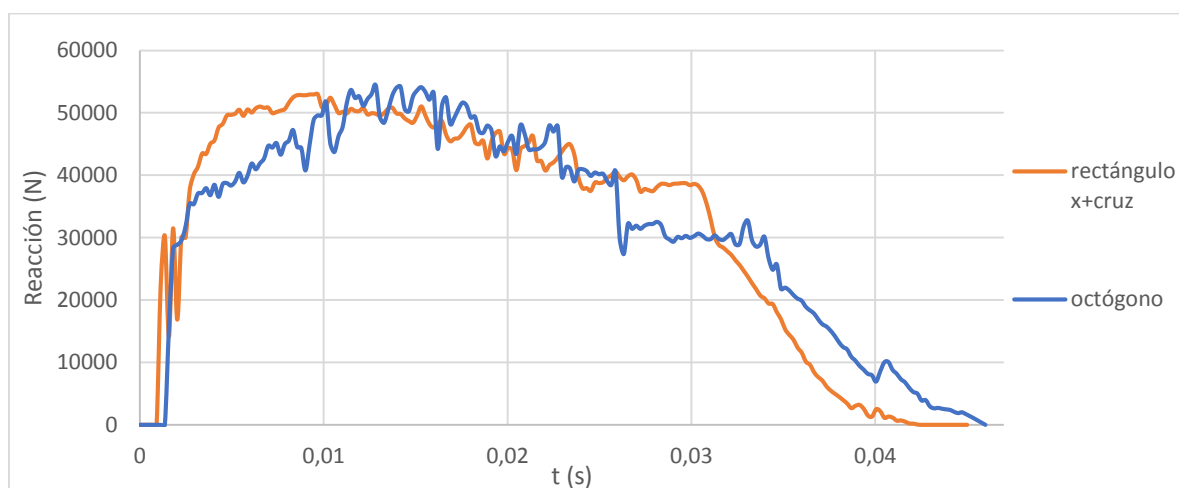


Figura 4.45 Comportamiento reacciones rectángulo X+Cruz y octógono triangulado

Estas dos estructuras muestran comportamientos y deformaciones que les hace óptimas para la absorción de energía de forma segura, a pesar de tener puntos negativos. El octógono muestra una deformación más alta que el rectángulo así como mayor número de oscilaciones del valor de la reacción en los apoyos durante su ensayo. Por otra parte, el rectángulo presenta grandes fluctuaciones en las reacciones al inicio del choque así como un tiempo de ensayo menor que el octógono.

Como, en el caso del rectángulo, las oscilaciones de las reacciones en los apoyos se dan para valores bajos, estas se podrán absorber de mejor manera por estructuras adyacentes sin que ponga en peligro la seguridad del sistema. Además, de los seis modelos finales, es la estructura que menor flecha presenta así como menor deslizamiento por los apoyos, tal y como se ve en la Figura 4.46. Por tanto, a la vista de todos los resultados obtenidos de las estructuras simuladas en el presente proyecto, se concluye que el elemento final optimizado que mejor trabaja a flexión dinámica es un rectángulo con placas en X y en cruz en su interior.

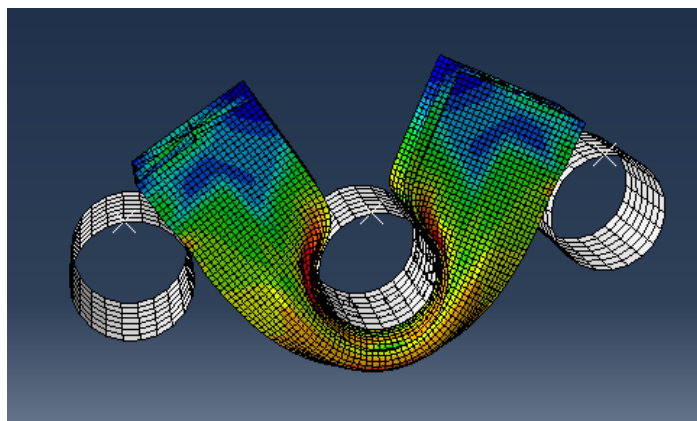


Figura 4.46 Deformación viga rectangular con placas en X y cruz en su interior

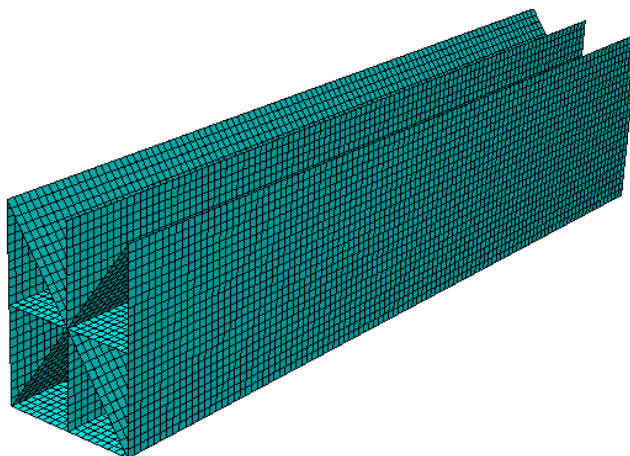


Figura 4.47 Mallado modelo rectangular con placas en X y cruz en su interior



El modelo final seleccionado presenta la geometría antes mostrada en la Figura 4.16. Con esta acotación y un tamaño de malla de 0.0029 metros de lado de cada celda se obtiene un mallado de un total de 17304 celdas. Estas celdas se distribuyen de manera estructurada tal y como se muestra en la Figura 4.47. Con estas características, al realizar la simulación, se obtienen los valores anteriormente mostrados para las reacciones en los apoyos y la flecha máxima. El mayor valor de fuerza que llegará al apoyo, y deberá absorber otra estructura de absorción de energía adyacente o el propio habitáculo de seguridad, son 52959 N. El tiempo total que tarda en frenar el impacto son 0.03 segundos.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5.1. Conclusiones

En este proyecto se lleva a cabo la simulación del ensayo a flexión dinámico de una viga biapoyada mediante el software *Abaqus*. Con esta simulación se busca la optimización del elemento estructural para la absorción de energía de la forma más segura y controlada posible.

Primero se deben establecer las características del ensayo. La velocidad y masa que posee el percutor influye en gran medida en la forma de deformarse la estructura, ya que de estos datos depende la energía cinética que debe disipar la viga mediante deformación. Se demuestra que cuanto mayor es la energía del impacto, mayores son las posibilidades de que la viga deslice por los apoyos, además de obtenerse un valor mayor de la flecha debido al aumento de la deformación.

Antes de realizar ensayos con diferentes modelos, se debe estudiar la necesidad de la determinación de la malla óptima que permita obtener unos resultados fiables. Con el estudio de la convergencia de la malla se prueba la importancia de esta sobre los resultados. Cuanto más fina sea la malla, es decir, menor tamaño tenga sus celdas, mayor precisión se obtendrá en los resultados.

En el proceso de optimización se han analizado seis tipos de secciones para las cuáles se han obtenido diferentes conclusiones en función de sus resultados.

- **Sección cuadrada:** el cuadrado se deforma mejor si se le introducen placas verticales en su interior que triangulando el área. Este tipo de sección muestra altas deformaciones y un proceso de deformación que puede llevar a torsión de la viga. Las curvas de reacciones que se obtienen presentan oscilaciones debido principalmente a esta tendencia de la geometría de torsionarse en vez de plegarse.
- **Sección rectangular:** este tipo de sección se concluye que es la que mejor se comporta a flexión dinámica en las condiciones del presente proyecto. En su comportamiento, las reacciones presentan pocas oscilaciones, con lo que se deduce que la tensión del choque se reparte de mejor manera. Para reducir las reacciones en los primeros instantes del impacto es necesario quitar la placa superior del rectángulo. Para aumentar el tiempo de ensayo y que la deformación se produzca de forma controlada, formando pliegues entre sí, es necesario triangular la estructura lo máximo posible a través de placas oblicuas y en cruz, obteniéndose un valor de flecha muy bajo respecto a otro tipo de secciones.
- **Sección triangular:** se demuestra la resistencia de estructuras trianguladas frente a flexión, siendo el mejor de los casos la geometría octogonal triangulada. La tensión durante el choque se reparte por todas las barras de forma que las fuerzas en los apoyos se mantienen en valores con bajas oscilaciones.
- **Sección circular:** se corrobora la necesidad de la triangulación en estructuras sometidas a esfuerzos de flexión, ya que en este tipo de sección trabaja mejor una viga circular triangulada que varios cilindros juntos. Se concluye que este tipo de estructuras poseen una alta deformación que puede llevar a peligros de intrusión dependiendo de donde se sitúen.

- **Sección doble T:** se manifiesta la inestabilidad de estas estructuras ante la aparición de esfuerzos torsionales. Se deben utilizar geometrías que estabilicen esta falta de resistencia a torsión por lo que se concluye que es mejor la utilización de dos placas verticales. Se determina que para que este tipo de estructuras trabajen de mejor forma durante el choque es necesario forzar su deformación a través de agujeros que creen concentradores de tensión.
- **Sección sandwich:** este tipo de estructuras presentan una gran rigidez que llevan en la mayoría de los casos al deslizamiento del modelo por los apoyos. Por esta razón, este tipo de estructuras es mejor utilizarlas en situaciones en las que se restrinja en mayor medida su movimiento, sin que se permita el deslizamiento.

A través de la simulación de estos seis tipos de secciones se manifiesta la importancia de realizar geometrías que posean una alta deformación pero a su vez mantengan la integridad estructural, para que la viga no deslice por los apoyos. Estas características se consiguen con un espesor óptimo junto con un buen plegado de la estructura.

La capacidad de deformación de todas las vigas se ha visto influido por la posibilidad de deslizamiento por los apoyos. De estar restringido este movimiento se hubiese disminuido la flecha y aumentado la deformación de la mayoría de los modelos y, por lo tanto, se hubiesen conseguido valores de las reacciones menores. Se demuestra la importancia de las condiciones de sujeción que posea la viga.

5.2. Trabajos futuros

Como estudio de optimización, existen diferentes variables en las que apoyarse a la hora de mejorar el elemento estructural. Se pueden llevar a cabo diferentes trabajos de optimización en los que se utilicen diferentes criterios de mejora a los utilizados en el presente proyecto con el fin de obtener soluciones diferentes para las mismas condiciones iniciales.

Se puede estudiar por otra parte cómo afecta la variación de las condiciones iniciales a la estructura final obtenida en el presente proyecto. Análisis de la influencia de una velocidad o masa diferente del percutor, distinta geometría para los apoyos o una longitud de la estructura mayor aportaría nuevos resultados con los que poder mejorar el elemento estructural, con el fin de llegar a una viga que sea capaz de soportar dichas variaciones. Además de la variación de las condiciones iniciales, se puede restringir el deslizamiento de la estructura por los apoyos, aumentando el coeficiente de rozamiento o imponiendo que el movimiento horizontal de los extremos de la viga sea nulo, para comparar la variación de la flecha o del modo de deformación respecto a esta optimización.

Por otro lado, en el presente proyecto se utiliza aluminio como material para la fabricación de la estructura, siguiendo un modelo de endurecimiento de Johnson-Cook. Otras vías de estudio pueden examinar la influencia de la variación de la ecuación constitutiva que rija el comportamiento del aluminio para la estructura final obtenida, comparando la diferencia de utilizar un modelo u otro.



La utilización de tipos de aluminio diferente para la optimización del comportamiento de la estructura puede dar otra vía de estudio del presente proyecto con la que mejorar la estructura elegida o llegar a conclusiones diferentes. Además de la variación del aluminio se puede estudiar el uso de estructuras de aluminio rellenas de espuma para mejorar las características de absorción de energía, siguiendo estudios realizados por autores como Zarei *et al* [64], o utilización de materiales compuestos como los utilizados en la fabricación de las estructuras de seguridad de aviones o trenes.

CAPÍTULO VI

REFERENCIAS

- [1] A.A.A. Alghamdi, 2001. Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-Walled Structures*. [en línea] Jeddah: Elsevier, vol. 39, pág 189-213. [consulta: 10 de marzo de 2015] ISSN: 0263-8231. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263823100000483>
- [2] Safety Concepts, 2004. Drive & Stay alive. Disponible en: http://www.driveandstayalive.com/Info%20Section/news/individual%20news%20articles/x_040801_crash-testing_daimlerchrysler.htm
- [3] M. GOICOLEA, José, 2000. Estructuras sometidas a impacto [en línea]. Estudio de investigación para la Universidad Politécnica de Madrid [consulta: 12 de marzo de 2015]. Disponible en: <http://w3.mecanica.upm.es/~goico/ead2000.pdf>
- [4] REYERO MAYORAL, David, 2008. *Modelización numérica del comportamiento frente a impacto de vigas de sección cajón de fibra de carbono* [en línea]. Proyecto fin de Carrera, Dir. Carlos Santiuste Romero. Universidad Carlos III de Madrid [consulta: 13 de marzo de 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/11749>
- [5] HERNANDO LORENZO, A. y CARLO MENCHACA, M., 1999. Biomecánica del accidente de tráfico. *Puesta al día en urgencias, emergencias y catástrofes*. [en línea] Madrid: Arán ediciones, vol. 1, núm. 1, pág 8-13. [consulta: 15 de marzo de 2015] ISSN: 1576-0316. Disponible en: [http://www.medynet.com/usuarios/jraguilar/Biomecanica del accidente de trafico.pdf](http://www.medynet.com/usuarios/jraguilar/Biomecanica_del_accidente_de_trafico.pdf)
- [6] RODRÍGUEZ JOUVENCEL, Miguel, 2005. Colisiones laterales, aspectos accidentológicos y biocinemáticos de interés médico [en línea]. *El peritaje médico forense*. [consulta: 15 de marzo de 2015] Disponible en: <http://www.peritajemedicoforense.com/COLISIONES%20LATERALES.pdf>
- [7] Infraestructuras y estaciones, líneas de alta velocidad. Adif Alta Velocidad. Disponible en: [http://www.adifaltavelocidad.es/es_ES/infraestructuras/lineas de alta velocidad/lineas de alta velocidad.shtml](http://www.adifaltavelocidad.es/es_ES/infraestructuras/lineas_de_alta_velocidad/lineas_de_alta_velocidad.shtml)
- [8] Estadísticas de transporte de viajeros del año 2013. Instituto Nacional de Estadística. Disponible en: <http://www.ine.es/daco/daco42/daco4210/tv1113.pdf>
- [9] Estadísticas e indicadores de accidentes. Dirección General de Tráfico. Cuadro comparativo 2015. Disponible en: <http://www.dgt.es/es/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/>
- [10] Anuario estadístico de accidentes 2013. Servicio de Estadística, Dirección General de Tráfico. ISSN: 1578-9446. Disponible en: <http://www.dgt.es/Galerias/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/publicaciones/anuario-estadistico-de-accidentes/anuario-accidentes-2013.pdf>
- [11] G. Tiwari, M.A. Iqbal, P.K. Gupta, N.K. Gupta, 2014. The ballistic resistance of thin aluminium plates with varying degrees of fixity along the circumference. *International Journal of Impact Engineering*. [en línea] Elsevier, vol. 74, pág. 46-56. [consulta: 19 de marzo de 2015] Doi: 10.1016/j.ijimpeng.2014.01.007. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X14000220>

- [12] ABRAMOWICZ, W., 2003. Thin-walled structures as impact energy absorbers. *Thin-Walled Structures*. [en línea] Elsevier, Vol 41, pág 91-107. [consulta: 22 de marzo de 2015] Doi: 10.1016/S0263-8231(02)00082-4. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263823102000824>
- [13] KAMEL IBRAHIM, Hesham, 2009. *Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness Improvement* [en línea]. Thesis in the Department of Mechanical and Industrial Engineering, Concordia University [consulta: 23 de marzo de 2015]. Disponible en: http://users.encs.concordia.ca/~tmg/images/0/02/Hesam's_Thesis.pdf
- [14] A. GALGANSKI CALSPAN, Robert, 1993. Crashworthiness design of hsggt vehicles. En: Railroad Conference [En línea]. Pittsburgh: IEEE, pág 121-130 [consulta 1 abril 2015]. ISBN: 0-7803-0963-4, DOI: 10.1109/RRCON.1993.292954. Disponible en: http://ieeexplore.ieee.org/xpl/login.jsp?tp=&arnumber=292954&url=http%3A%2F%2Fieeexplore.ieee.org%2Fxppls%2Fabs_all.jsp%3Farnumber%3D292954
- [15] WRIGHT, Christopher, 2012. Introduction to Structural Impact [en línea]. PDH Course. [consulta: 1 de abril de 2015] Disponible en: <http://www.pdhcenter.com/courses/s164/s164content.pdf>
- [16] DU BOIS, Paul et al, 2004. *Vehicle crashworthiness and occupant protection*. [en línea] Southfield, Michigan: American Iron and Steel Institute. [consulta: 3 de abril de 2015] Disponible en: http://www.autosteel.org/~media/Files/Autosteel/Research/Safety/safety_book.pdf
- [17] FERRER ROCA, Chantal, 2008. Colisiones o choques y dispersión. En: Open Course Ware, Universidad de Valencia [en línea]. [consulta 5 abril 2015] Disponible en: <http://ocw.uv.es/ciencias/2/1-2/112733mats70.pdf>
- [18] WEI HONG, Johnson, 1990. The elements of crashworthiness: scope and actuality. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering [en línea]. SAGE, vol. 204, pág 255-273. [consulta: 9 de abril de 2015] ISSN: 0954-4070. Disponible en: <http://pid.sagepub.com/content/204/4/255.refs>
- [19] LU G, YU T, 2003. *Energy absorption of structures and materials*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, ISBN 1-85573-688-8.
- [20] ILLESCAS PÉREZ, David, 2009. Simulación de un choque frontal de un vehículo automóvil contra diferentes tipos de barrera [en línea]. Dra. D^a. Beatriz López Boada, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés [consulta: 29 marzo 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/7532>
- [21] JONES, Norman & WIERZBICKI, Tomasz, 1983. Structural crashworthiness. London: Butterworth & Co. ISBN 0-408-01308-7
- [22] WULLSCHLEGER, Luc, 2006. *Numerical Investigation of the Buckling Behaviour of Axially Compressed Circular Cylinders Having Parametric Initial Dimple Imperfections* [en línea]. Prof. Dr. Paolo Ermanni, dir. Tesis doctoral. Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Zurich [consulta 28 marzo 2015]. Disponible en: <http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:28490/eth-28490-02.pdf>
- [23] AFANDI SITOMPUL, Sahril, 2013. Numerical and Experimental Impact Analysis of Square Crash Box Structure with Holes. Prof. Dr. Tatacipta Dirgantara, dir. Tesis doctoral. Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering Institut Teknologi Bandung, Indonesia [consulta 22 abril 2015]. DOI: 10.4028

- [24] SÁNCHEZ AGUILERA, Jesús, 2011. Simulación de un choque lateral con dummy sin cinturón mediante LS-DYNA [en línea]. Dra. D^a Beatriz López Boada, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés [consulta 28 abril 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/13097>
- [25] PAVÓN ZORI, Alberto, 2011. Simulación de un choque lateral contra barrera deformable y contra un poste [en línea]. Dra. D^a Beatriz López Boada, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés [consulta 28 abril 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/13101>
- [26] PEREIRA S. Manuel, 2006. Structural crashworthiness of railway vehicles. En: 7th World Congr. Rail Res. [En línea] [consulta: 30 de abril de 2015] Disponible en: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/183-2.pdf>
- [27] PEREIRA S. Manuel y LOUREURO Rui, 1995. Advanced design of crash fail-safe train structures under service and impact conditions. Traincol, project of European Commission. [en línea] Reference: BREU0362. [consulta: 30 de abril de 2015] Disponible en: <http://cordis.europa.eu/documents/documentlibrary/26830191EN6.pdf>
- [28] XIE, Suchao y ZHOU, Hui, 2014. Impact characteristics of a composite energy absorbing bearing structure for railway vehicles. *Composites* [en línea]. Elsevier, vol. 67, pág 455-463 [consulta: 30 de abril de 2015]. ISSN: 1359-8368. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359836814003308>
- [29] G Simic, V Lucanin y D. Milkovic, 2006. Elements of passive safety of railway vehicles in collision. *International Journal of Crashworthiness* [en línea]. Woodhead, vol. 11, núm. 4, pág. 357-369. [consulta: 1 de mayo de 2015] DOI: 10.1533/ijcr.2005.0111. Disponible en: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1533/ijcr.2005.0111>
- [30] Connect and Protect. Coupler and Front End Systems. Voith. Disponible en: http://resource.voith.com/vt/publications/downloads/1994_e_g1712en_internet.pdf
- [31] XUE, P., DING, M.L., QIAO, C.F. & YU, T.X., 2014. Crashworthiness Study of a Civil Aircraft Fuselage Section. *Latin American Journal of Solids and Structures*. [en línea] Vol. 11, no. 9, pág 1615-1628. [consulta: 10 de mayo de 2015] ISSN: 1679-7817. Disponible en: http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S1679-78252014000900007&script=sci_arttext
- [32] SCHWINN, D.B., KOHLGRÜBER, D., SCHERER, J. & SIEMANN, M.H., 2014. A parametrical transport aircraft fuselage model for preliminary sizing and beyond. En: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress. [en línea] Stuttgart, Alemania [consulta: 13 de mayo de 2015]. DOI: 340104. Disponible en: <http://www.dglr.de/publikationen/2015/340104.pdf>
- [33] BISAGNI, Chiara, 2002. Crashworthiness of helicopter subfloor structures. *International Journal of Impact Engineering*. [en línea] Milano, Italia: Elsevier, vol. 27, no. 10, pág. 1067-1082. ISSN: 0734-743X [consulta: 13 de mayo de 2015] Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X02000155>
- [34] HOGSTROM Per, RINGSBERG Jonas W, 2013. Assessment of the crashworthiness of a selection of innovative ship structures. *Ocean Engineering*. [en línea] Gothemburg: Elsevier, vol. 59, pág 58-72. [consulta: 15 de mayo de 2015] ISSN: 0029-8081. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801812004337>

- [35] ZHANG Shengming, 1999. The Mechanics of Ship Collisions [En línea]. Prof. Preben Terndrup Pedersen, dir. Tesis Doctoral. Technical University of Denmark, Lyngby [consulta: 15 de mayo de 2015]. Disponible en: http://orbit.dtu.dk/fedora/objects/orbit:85669/datastreams/file_5436875/content
- [36] Testing and certification. Lochmann. Disponible en: <http://www.lochmann.eu/en/oem-area/development-process/testing-and-certification.html>
- [37] Worker fatally injured when tractor overturns. Work Safe BC. Disponible en: http://www2.worksafebc.com/i/posters/pdfs/2009/ha_2009_21.pdf
- [38] Aluminium, environment and society, 2012. Hydro. Disponible en: http://www.hydro.com/upload/Documents/downloadcenter/About%20aluminium/Aluminium_environment-and-society.pdf [consulta: 30 marzo 2015]
- [39] Ducker Worldwide. CRU World Aluminum Conference, 2011. Disponible en: <http://www.ducker.com/> [Consulta: 30 marzo 2015]
- [40] M.A. Iqbal, G. Tiwari, P.K. Gupta, P. Bhargava. Ballistic performance and energy absorption characteristics of thin aluminium plates. *International Journal of Impact Engineering* [en línea]. Elsevier, vol. 77, 2015, pp. 1-15. [consulta: 31 de marzo de 2015] Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X1400253X>
- [41] N.K. Gupta, M.A. Iqbal, G.S. Sekhon. Experimental and numerical studies on the behavior of thin aluminum plates subjected to impact by blunt- and hemispherical-nosed projectiles. *International Journal of Impact Engineering*. [en línea] Elsevier, vol. 32, 2006, pp. 1921-1944. [consulta: 31 de marzo de 2015] Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X05000953>
- [42] 1100-H12 Aluminum. Make It From. Disponible en: <http://www.makeitfrom.com/material-properties/1100-H12-Aluminum/>
- [43] Aluminium Alloy 1100. Aircraft Materials. Disponible en: <http://www.aircraftmaterials.com/data/aluminium/1100.html>
- [44] TORRES VELA, Ismael, 2011. *Desarrollo y análisis de un modelo numérico para el estudio de elementos tubulares sometidos a impacto* [en línea]. Ignacio A. Irausquín Castro, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid [consulta: 5 de junio de 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/13661>
- [45] PÉREZ TABOADA Carolina, 2005. *Modelización del comportamiento de materiales compuestos*. Sergio Oller, dir. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona. [consulta: 6 de junio de 2015] Disponible en: <http://hdl.handle.net/2099.1/3260>
- [46] BELTRAN, Francisco y CERROLAZA, Miguel, 1989. Análisis dinámico de estructuras sometidas a cargas no lineales. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería* [en línea]. Vol. 5, núm. 4, pág. 473-501. [consulta: 5 de junio de 2015] ISSN: 0213-1315. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/revistes/bitstream/2099/7595/1/Article03.pdf>

- [47] GAWRONSKI, Wodek K., 2004. Advanced structural dynamics and active control of structures. New York, Springer. ISBN: 0387406492
- [48] RODRIGUEZ MILLÁN, Marcos, 2009. *Análisis numérico del comportamiento frente a impacto de Aluminio 2024-T351 sometido a ensayo de Taylor* [en línea]. Ángel Arias Hernández et al, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés [consulta: 6 de junio de 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/8242>
- [49] D.R. Lesuer, G.J. Kay y M.M. LeBlanc, 1999. Modeling large strain, high rate deformation in metals. En: *Third Biennial Tri-Laboratory Engineering Conference*. Livermore: Lawrence Livermore National Laboratory. [consulta: 6 de junio de 2015]. Disponible en: <https://e-reports-ext.llnl.gov/pdf/243782.pdf>
- [50] Johnson-Cook plasticity. Abaqus 6.13 Documentation. DS Simulia. Disponible en: <http://129.97.46.200:2080/v6.13/>
- [51] BATISTA, Milán, 2015. Large deflections of a beam subject to three-point bending. *International Journal of Non-Linear Mechanics* [en línea]. Elsevier, vol. 69, pág. 84-92. [consulta: 10 de marzo de 2015] ISSN: 0020-7462. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020746214002704>
- [52] IVÁÑEZ DEL POZO, Inés, 2013. *Análisis y modelización de vigas sándwich sometidas a impactos de baja velocidad* [en línea]. Sonia Sánchez Sáez, dir. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés. [consulta: 10 de marzo de 2015]. Disponible en: http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/.../tesis_ines_ivanez_del-pozo_2013.pdf
- [53] PHU MAI, Son, 2014. Experiment on box-section sándwich beams in three-point bending. *Journal of Sandwich Structures and Materials* [en línea]. Sage, vol. 16, pág. 534-550. [consulta: 10 de marzo de 2015]. DOI: 10.1177/1099636214541574. Disponible en: <http://jsm.sagepub.com/content/16/5/534.abstract>
- [54] CHARLESON, Andrew, 2006. *La estructura como arquitectura: formas, detalles y simbolismo*. Reverte. ISBN: 8429121110, 9788429121117.
- [55] ÁLVAREZ TALAVERA, Kevin Adrián et al, 2007. Triangulación de estructuras [en línea]. Proyecto de investigación. Universidad Nacional Autónoma de México. [consulta: 20 de mayo de 2015]. Disponible en: <http://www.feriadelasciencias.unam.mx/anteriores/feria15/triangulacion.pdf>
- [56] Documento Básico SE-A Seguridad Estructural. Acero (2006). Ed. Ministerio de Fomento. Madrid.
- [57] FRAILE GRIBORIO, Francisco J., 2010. *Diseño, cálculo y comprobación de unión soldada en viga de puente grúa de alma doble* [en línea]. Mihaela Lordachescu, dir. Trabajo Fin de Master. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid [consulta: 5 de junio de 2015]. Disponible en: http://oa.upm.es/3756/1/TESIS_MASTER FRANCISCO J FRAILE GRIBORIO.pdf
- [58] JIMÉNEZ MANCHA, Álvaro, 2012. *Optimization of lightweight sandwich structures of commercial aircraft interior parts subjected to low-velocity impact*. [en línea] Hannes Korber, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Pontificia Comillas, Madrid. [consulta: 8 de junio de 2015]. Disponible en: <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/4fd71dd20c849.pdf>

- [59] VICENTE MARQUÉS, Aarón, 2010. *Desarrollo de modelos simplificados para el estudio de estructuras de nido de abeja a compresión*. [en línea] Carlos Santiuste Romero, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés. [consulta: 9 de junio de 2015]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/10768>
- [60] M. T. Tilbrook et al, 2007. Dynamic crushing of sandwich panels with prismatic lattice cores. *International Journal of Solids and Structures* [en línea]. Elsevier, vol. 44, pág 6101- 6123. [consulta: 9 de junio de 2015] ISSN: 0020-7683. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768307000832>
- [61] FLORES LIAHUT, Arturo, 2011. *El Honeycomb como refuerzo estructural*. [en línea] José Alberto Velázquez Pérez, dir. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Veracruzana, Xalapa. [consulta: 10 de junio de 2015]. Disponible en: <http://core.ac.uk/download/pdf/16308232.pdf>
- [62] PARTOVI MERAN, Ahmad et al, 2014. Numerical and experimental study of crashworthiness parameters of honeycomb structures. *Thin-Walled Structures* [en línea]. Elsevier, vol. 78, pág. 87-94. [consulta: 10 de junio de 2015] ISSN: 0263-8231. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263823113003340>
- [63] B. Hou et al, 2012. Inertia effects on the progressive crushing of aluminium honeycombs under impact loading. *International Journal of Solids and Structures* [en línea]. Elsevier, vol. 49, pág. 2754-2762. [consulta: 10 de junio de 2015] ISSN: 0020-7683. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768312001990>
- [64] H.R. Zarei, M. Kröger, 2008. Bending behavior of empty and foam-filled beams: Structural optimization. *International Journal of Impact Engineering*. [en línea] Hannover: Elsevier, 35, pág 521-529. ISSN: 0734-743 [consulta: 10 de junio de 2015]. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0734743X0700070X>